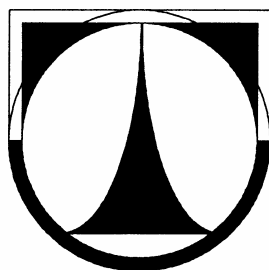


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**MECHANICKÁ ANALÝZA OTOČNÉHO STOLU BSC
VYUŽÍVANÉHO PRO VÝROBU SVAŘENCE NÁPRAVY
OSOBNÍHO AUTOMOBILU**

**MECHANICAL ANALYSES OF BSC TURNTABLE WHICH IS
USED FOR PRODUCTION OF WELDMENT OF CAR AXLE**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

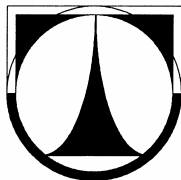
Jan Dvořák

Květen 2008

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

**MECHANICKÁ ANALÝZA OTOČNÉHO STOLU BSC
VYUŽÍVANÉHO PRO VÝROBU SVAŘENCE NÁPRAVY
OSOBNÍHO AUTOMOBILU**

**MECHANICAL ANALYSES OF BSC TURNTABLE WHICH IS
USED FOR PRODUCTION OF WELDMENT OF CAR AXLE**

Diplomová práce

KSD – DP – 546

Jan Dvořák

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Konzultant diplomové práce: Ing. Bořek Dvořák, Ph.D., BENTELER Maschinenbau CZ s.r.o.

Počet stran: 57

Počet obrázků: 63

Počet příloh: 3

Počet výkresů: 2

Květen 2008

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

MECHANICKÁ ANALÝZA OTOČNÉHO STOLU BSC VYUŽÍVANÉHO PRO VÝROBU SVAŘENCE NÁPRAVY OSOBNÍHO AUTOMOBILU

Anotace

Hlavní tematickou náplní diplomové práce je návrh a provedení analýzy mechanických vlastností nosných prvků otočných stolů BSC. Při řešení úloh je použita hlavně metoda konečných prvků a v určité míře i klasické analytické metody. Metoda konečných prvků se omezuje pouze na oblast lineárních výpočtů.

Klíčová slova:

Metoda konečných prvků – MKP, otočný stůl BSC, analýza mechanických vlastností, mechanické napětí, deformace, modální analýza, vlastní frekvence, vlastní tvar kmitu, konstrukční úpravy.

MECHANICAL ANALYSES OF BSC TURNTABLE WHICH IS USED FOR PRODUCTION OF WELDMENT OF CAR AXLE

Annotation

The main content of diploma work are design and analysis of mechanical properties of main features of BSC turntable. Finite element method is used for solution of mechanical properties. Finite element method computations are based on linear solutions.

Key words:

Finite element method – FEM, BSC turntable, mechanical analysis, mechanical stress, deformation, modal analysis, eigenfrequency, eigenvector, design modification.

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2008

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne

.....

Jan Dvořák

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi, z katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci za poskytnutý čas a cenné informace při zpracování diplomové práce, svému konzultantovi Ing. Bořku Dvořákovi, Ph.D. ze společnosti Benteler Maschinenbau CZ za poskytnuté podklady a rady pro řešení diplomové práce, celé společnosti Benteler Maschinenbau CZ za možnost tvorby diplomové práce.

Seznam symbolů a jednotek

Označení	Jednotky	Název veličiny
d_k	mm	Průměr hlavy šroubu
l_p	mm	Vzdálenost sevřených částí
D_s	mm	Střední průměr tlakového kužele
$K_{\text{otoč}}$	N·m	Tuhost výpočtového modelu otoče
$F_{\text{otoč}}$	N	Síla zatěžující výpočtový model otoče
$x_{\text{otoč}}$	mm	Průměrná hodnota deformace uzlových bodů výpočtového modelu otoče
F_X	N	Síla ve směru osy X
F_Y	N	Síla ve směru osy Y
F_Z	N	Síla ve směru osy Z
F_V'	N	Výslednice sil F_X a F_Y
F_V	N	Výslednice sil F_X , F_Y , F_Z
M_X	N·m	Moment okolo osy X
M_Y	N·m	Moment okolo osy Y
M_Z	N·m	Moment okolo osy Z
α	°	Úhel svírající síly F_V' a F_V
m_i	kg	Hmotnost úseku sloupu
l_i	m	Délka úseku sloupu
E_i	Pa	Modul pružnosti v tahu úseku sloupu
J_i	m ⁴	Kvadratický moment setrvačnosti v ohybu úseku sloupu
N_i	-	Přenosová matice poddajné části
B_i	-	Přenosová matice tuhé hmoty
C	-	Celková přenosová matice
z_i	-	Stavový vektor
M_i	N·m	Ohybový moment úseku sloupu
T_i	N	Tečná síla úseku sloupu
w_i	m	Průhyb úseku sloupu
ψ_i	rad	Úhel natočení úseku sloupu
Ω	Hz	Vlastní frekvence

Obsah

ÚVOD.....	9
1. POUŽITÍ OTOČNÝCH STOLŮ VE VÝROBĚ A VÝVOJ JEJICH KONSTRUKCE.....	10
1.1 SVAŘOVACÍ CELA BSC.....	10
1.2 OTOČNÉ STOLY	12
1.2.1 Otočný stůl svařovacích cel MWL (Modular Welding Line)	12
1.2.2 Otočný stůl BFC (Benteler Flex Cell).....	14
1.2.3 Otočný stůl BSC (Benteler standart cell).....	16
1.3 POPIS TECHNOLOGIÍ.....	19
1.3.1 Svařování metodou MAG.....	19
1.3.2 Bodové svařování	20
1.4 SHRUTÍ.....	21
2. MODELOVÁNÍ OTOČNÝCH STOLŮ BSC POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ	22
2.1 PROBLEMATIKA NÁHRADY ŠROUBOVÝCH SPOJŮ	22
2.1.1 Použitý výpočtový model.....	22
2.1.2 Varianta pevného spojení připojovacích desek	24
2.1.3 Varianta kontaktní úlohy spojení připojovacích desek.....	25
2.1.4 Varianta částečně pevného spojení připojovacích desek.....	26
2.1.5 Zhodnocení dosažených výsledků	27
2.2 PROBLEMATIKA TVORBY NÁHRADNÍHO MODELU OTOČE.....	28
2.2.1 Tvorba výpočtového modelu pro metodu konečných prvků	28
2.2.2 Výsledné naladění tuhosti otoče	29
2.3 POUŽITÉ TYPY PRVKŮ PRO FINÁLNÍ VÝPOČTOVÉ MODELY	30
2.4 POUŽITÉ TYPY VAZEB A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK PRO FINÁLNÍ VÝPOČTOVÉ MODELY	31
2.5 ANALÝZY MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ STANDARDNÍ VARIANTY OTOČNÉHO STOLU BSC.....	32
2.5.1 Statická analýza.....	32
2.5.2 Modální analýza	35
2.5.3 Zhodnocení výsledků.....	37
2.6 ANALÝZY MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ OTOČNÉHO STOLU BSC S ROBOTEM UPROSTŘED	37
2.6.1 Statická analýza.....	37
2.6.2 Modální analýza	41
2.6.3 Výpočet vlastních frekvencí ohybových kmitů sloupu pro robota uprostřed metodou přenosových matic	43
2.6.4 Zhodnocení výsledků.....	45
3. NÁVRHY KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ OTOČNÝCH STOLŮ BSC.....	46
3.1 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV OTOČNÉM STOLE BSC VE STANDARDNÍ VARIANTĚ.....	47
3.2 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV NA OTOČNÉM STOLE BSC S ROBOTEM UPROSTŘED	48
4. MECHANICKÁ ANALÝZA NÁVRHU KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ OTOČNÝCH STOLŮ BSC... 49	49
4.1 ANALÝZY MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ STANDARDNÍ VARIANTY OTOČNÉHO STOLU BSC.....	49
4.1.1 Statická analýza.....	49
4.1.2 Modální analýza	51
4.2 ANALÝZY MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ OTOČNÉHO STOLU BSC S ROBOTEM UPROSTŘED	52
4.2.1 Statická analýza.....	52
4.2.2 Modální analýza	53
5. ZHODNOCENÍ PROVEDENÝCH NÁVRHŮ ZMĚN OTOČNÝCH STOLŮ BSC	55
ZÁVĚR.....	56

Úvod

V současné době je kladen velký důraz na kvalitu, spolehlivost a přesnost vyráběných dílů a to jakoukoliv technologií. Samozřejmě je snaha snižovat náročnost a objem manuální lidské práce a přitom zvyšovat rychlost výroby. Tyto všechny požadavky vedou k automatizaci výroby a používání robotů, přičemž člověk vykonává pouze obsluhu zařízení, která například spočívá v zakládání polotovarů, mazání či jiné údržbě stroje.

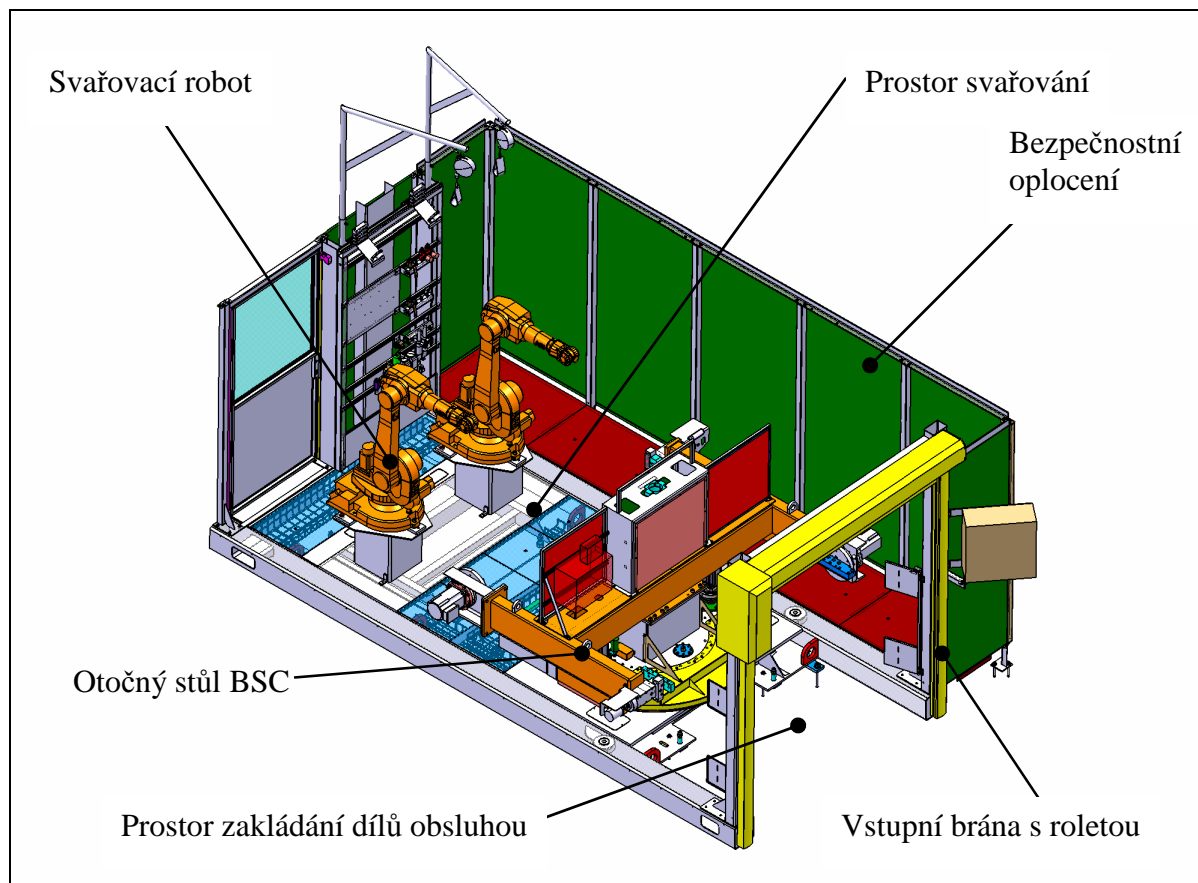
Tyto faktory ovlivňují mimo jiné vývoj konstrukcí nových strojních zařízení především v oblasti dimenzování. Dříve používané klasické výpočetní metody, vycházející ze zjednodušených fyzikálních a matematických modelů, vyžadovaly nutná ověření pomocí série prototypů. Rozvoj výpočetní techniky a moderních výpočetních metod, založených na principech numerické matematiky, vedl ke vzniku speciálních softwarů řešících úlohy mechaniky, pružnosti a pevnosti. Modelování konstrukcí s pomocí těchto prostředků umožňuje již v počátcích konstrukčního návrhu výběr optimálního řešení konstrukčních prvků. To přináší snížení nákladů při vývoji nových strojních zařízení.

Náplní této diplomové práce je provedení analýzy mechanických vlastností různých variant otočného stolu BSC, které jsou již firmou BENTELER vyráběny nebo teprve konstruovány. Srovnáním mechanických vlastností jsou posuzovány nosné prvky konstrukce otočných stolů. Na základě vyhodnocení výsledků jsou provedeny návrhy konstrukčních úprav. Závěr předkládané diplomové práce se zabývá dosaženými výsledky a zhodnocením konstrukčních návrhů.

1. Použití otočných stolů ve výrobě a vývoj jejich konstrukce

1.1 Svařovací cela BSC

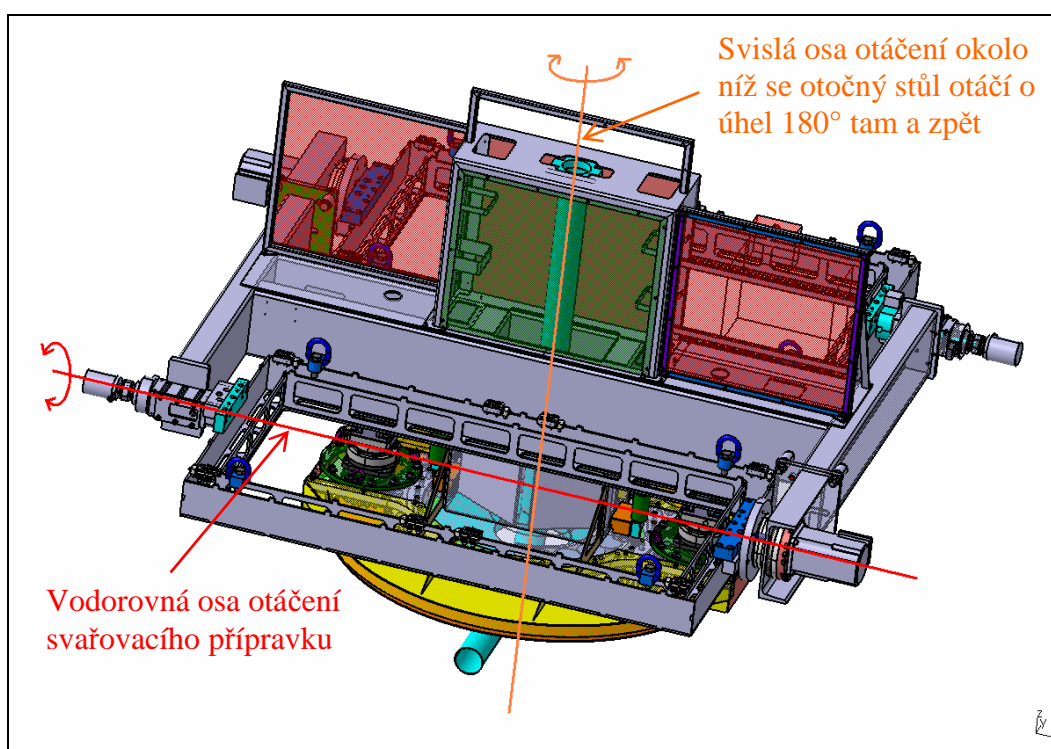
Otočné stoly tvoří součást technologických pracovišť tzv. svařovacích cel. Ve svařovacích celách se provádějí především operace MAG svařování, bodového svařování, řezání plazmou a další obdobné operace. Těchto operací se využívá při výrobě automobilových dílů z pevnostních ocelí, například dílů náprav, A a B sloupků, výztuh nárazníků apod.



Obr. 1.1 Uspořádání svařovací cely BSC

Prostor každé svařovací cely (obr. 1.1) ohraničuje bezpečnostní oplocení, které brání emisím světla a UV záření do okolního prostoru a zároveň zamezuje přístupu osob do pracovního prostoru zařízení. Pracoviště jsou vybavena otočnými stoly, které slouží ke snížení výrobního času. Principem úspory výrobního času je využití dvou svařovacích přípravků upevněných na otočném stole, na kterých se výroba automobilových dílů provádí. Na prvním přípravku se provádí svařování založených dílů a druhý slouží k zakládání dílů obsluhou během svařování. Přičemž otočný stůl zajišťuje otáčením okolo své svislé osy o úhel 180° tam a zpět (obr. 1.2) polohu svařovacího přípravku buď pro svařování nebo pro

zakládání dílů obsluhou. Vlastní technologické operace provádí dvojice nebo trojice svařovacích robotů a otočný stůl jim k tomu napomáhá natáčením svařovacího přípravku okolo jeho vodorovné osy (obr. 1.2). Řízení svařovací cely zajišťuje PLC systém. Vstup svařovací cely tvoří brána s roletou, která zabraňuje vstupu do této cely v době otáčení otočného stolu a pohybu přípravků. Systém zabezpečení může být doplněn světelnou závorou, která zabraňuje uzavření osoby v prostoru svařovací cely tak, že neumožní spuštění rolety, a tím uzavření bezpečnostního okruhu. Rotace otočného stolu je blokována elektronicky, případně ještě mechanicky. Nemůže tedy dojít k roztočení stolu při zakládání dílů do svařovacího přípravku obsluhou.



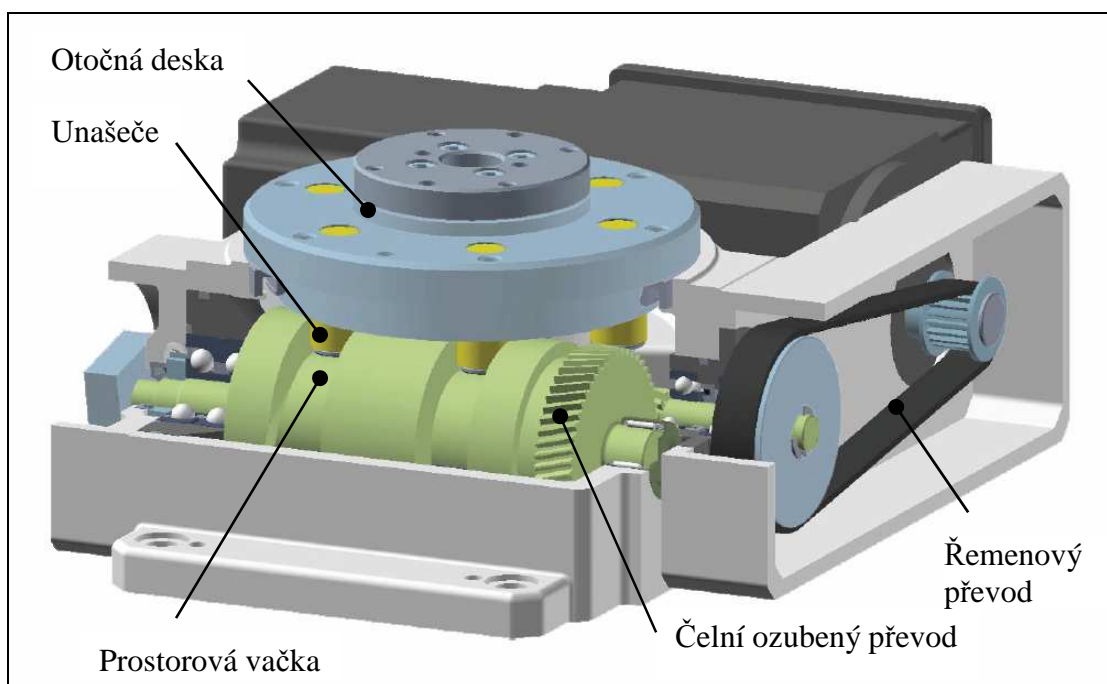
Obr. 1.2 Osy otáčení otočných stolů

1.2 Otočné stoly

1.2.1 Otočný stůl svařovacích cel MWL (Modular Welding Line)

Otočný stůl svařovacích cel MWL využívá k otáčení okolo svislé osy mechanismu, který je nakupován od firmy EXPERT. K němu je připevněna nástavba stolu, kterou otáčí okolo její svislé osy o úhel 180° tam a zpět. Ta je zkonstruována firmou BENTELER.

Otočný mechanismus (obr. 1.3) pohání asynchronní motor, který přes řemenový převod, případně ještě čelní ozubený, otáčí prostorovou vačkou. Tato vačka otáčí stolem okolo svislé osy pomocí s ní zabírajících unášečů.



Obr. 1.3 Funkční schéma otočných vačkových stolů např. ED 920

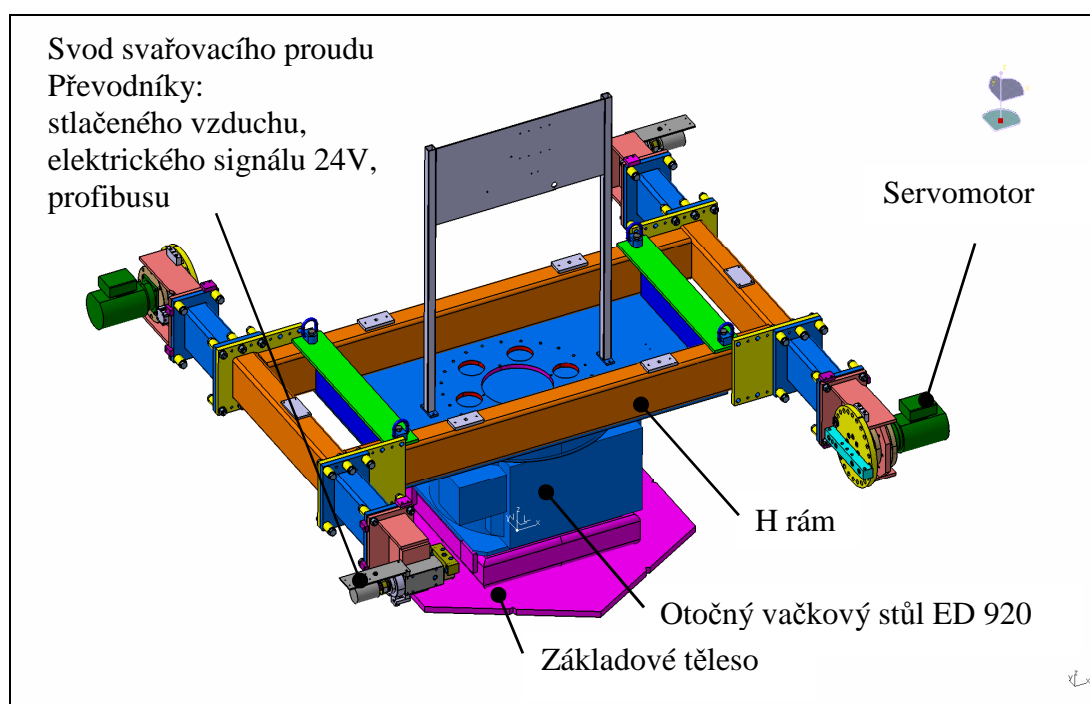


Obr. 1.4 Detail prostorové vačky a zabírajících unášečů

Prostorová vačka má vytvořenou speciální geometrii tak, aby v určitém jejím místě nedocházelo k dalšímu otáčení stolu i v případě, že se motor dále otáčí. Z toho plyne i jednoduché řízení otáčení stolu kolem svislé osy, které se provádí jen zapínáním a vypínáním asynchronního motoru a hlídáním polohy pomocí spínačů např. Schneider XCKJ. Současným záběrem více unášečů s vačkou je zajištěno dostatečné vymezení vůlí

ve vačkovém mechanismu.

Nástavba stolu (obr. 1.5), kterou tvoří H rám a na něm připevněné komponenty, je řešena jako svařenec z běžných hutních profilů a plechů. Její symetrická konstrukce umožňuje na jedné straně zakládání svařovaných dílů do svařovacího přípravku a na straně druhé sváření založených dílů robotem, čímž dochází k úspoře výrobního času. Svařovací přípravek je otočně uložen. Přičemž na jedné straně uložení je servomotor (zajišťuje natáčení svařovacího přípravku okolo jeho vodorovné osy při svařování), který ovládá PLC systém pracoviště a na straně druhé jsou převodník stlačeného vzduchu, převodník elektrických signálů 24V, převodník profibusu a svod svařovacích proudů.



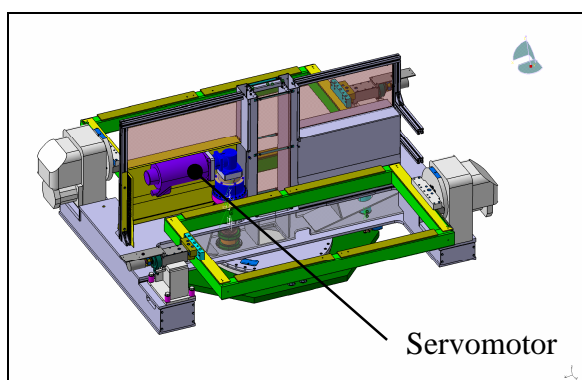
Obr. 1.5 Funkční schéma otočného stolu svařovacích cel MWL

Výhody tohoto konstrukčního provedení spočívají v jednoduchém řízení otáčení (asynchronní motor), údržbě a mazání otočného mechanismu, protože vačka se brodí v oleji. Asynchronní motor při otáčení stolu nemění polohu, proto u něho není problém s přívodem energií.

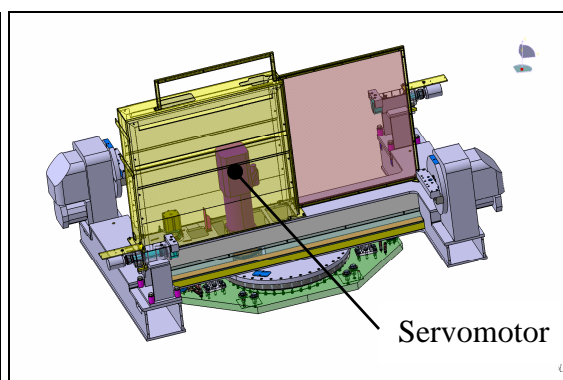
Nevýhody tohoto provedení jsou: vysoká technologická náročnost opracování prostorové vačky a její nutná povrchová úprava (cementování, kalení), její montáž s nutností individuálního ručního dopasování každého vyrobeného kusu do otočného stolu, dále pak velké opotřebení unašečů z důvodů přímkového kontaktu s vačkou, velké rozměry stolu a vysoká celková cena.

1.2.2 Otočný stůl BFC (Benteler Flex Cell)

Otočný stůl BFC představuje první celkové konstrukční řešení firmy BENTELER. K otáčení okolo svislé osy se využívá otoče s vnitřním ozubením od firmy INA (obr. 1.8). Otoč je vlastně valivé radiálně - axiální ložisko, na jehož vnějším kroužku se otáčí H rám otočného stolu a na něm upevněné součásti, vnitřní kroužek je připevněn ke kotevní desce otočného stolu (obr. 1.8 a 1.9). Vlastní otáčení realizuje jeden pastorek zabírající s vnitřním ozubením otoče, který je poháněn přes planetovou převodovku servomotorem. Původně byl tento servomotor uložen vodorovně a bylo využito soustavy kuželové a planetové převodovky (obr. 1.6), později byl motor umístěn do svislé polohy a doplněn už jen planetovou převodovkou (obr. 1.7).

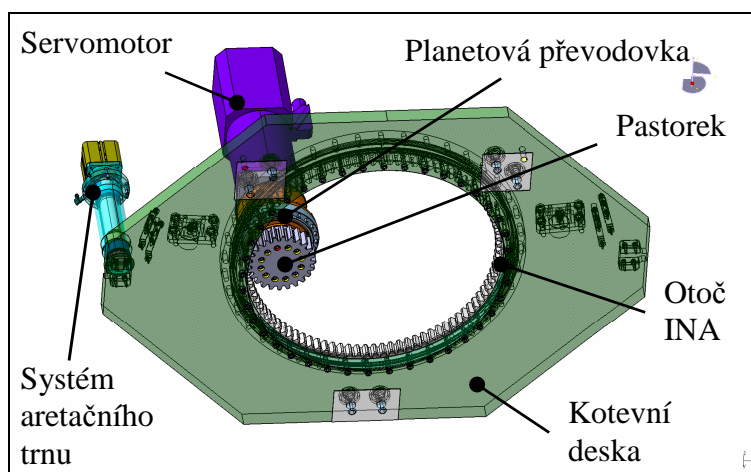


Obr. 1.6 Otočný stůl BFC s vodorovně uloženým servomotorem



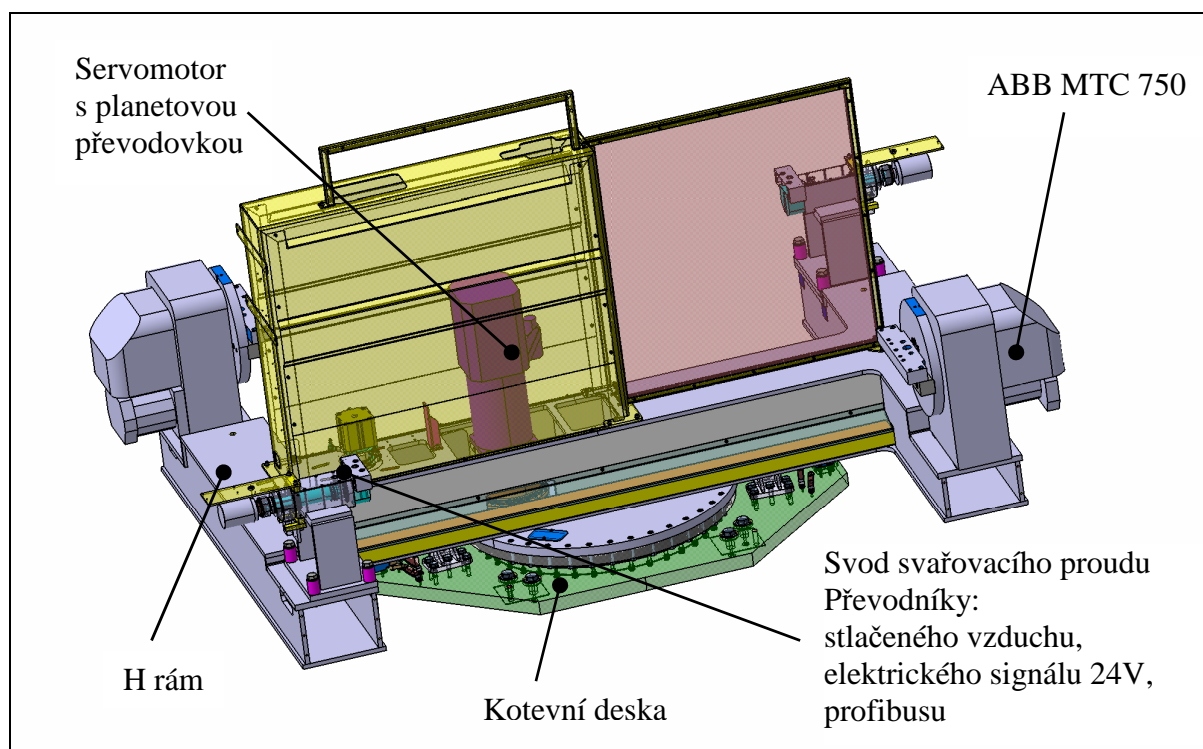
Obr. 1.7 Otočný stůl BFC se svisle uloženým servomotorem

Přesnou opakovatelnou polohu stolu, při otáčení o 180° tam a zpět, zajišťuje aretační trn, který zapadá do dvou drážek. Aretační trn eliminuje vliv vůlí v ozubení a plní bezpečnostní funkci, tj. zabráňuje roztočení stolu při zakládání dílů obsluhou do přípravku. Pohyb trnu zajišťuje přímočarý pneumatický válec.



Obr. 1.8 Detail otoče INA s pohonem

Konstrukce otočného stolu BFC (obr 1.9) je řešena jako svařenec z plechů. Otočný stůl připouští maximální hmotnost svařovacího přípravku 2 x 1200kg, přičemž přípravky jsou uloženy obdobně jako u MWL svařovacích cel a otočných stolů. Jen s rozdílem že servomotor může být nahrazen systémem ABB MTC 750 (zajišťuje natáčení svařovacího přípravku okolo jeho vodorovné osy při svařování), přičemž pak pohon otáčení přípravku tvoří sedmou osu svařovacího robota.



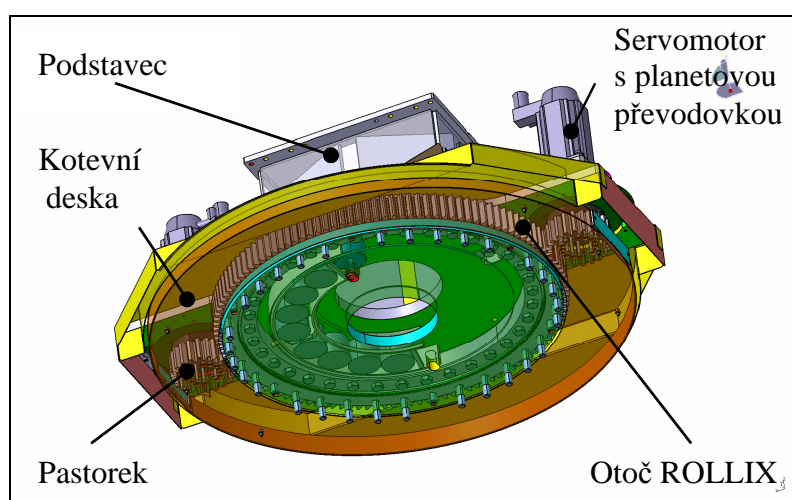
Obr. 1.9 Funkční schéma otočného stolu BFC se systémem ABB MTC 750

Výhody konstrukčního provedení stolů BFC jsou jednodušší a kompaktnější konstrukce než u MWL svařovacích cel a stolů, a tím i jejich nižší cena. Dále umožňují vyšší hmotnost svařovacích přípravků (až 2 x 1200kg) a krátký čas (3,5s) otočení stolů.

Nevýhody spočívají v nutnosti použití výkonnějšího servomotoru pro pohon otáčení stolu okolo svislé osy, protože jeden servomotor otáčí velké momenty setrvačnosti. Zároveň je servomotor společně s převodovkou špatně přístupný a otáčí se spolu se stolem, z čehož plynou problémy s přívodem energií a servisem. Další nevýhodou představuje přesná výroba aretovacího trnu, jeho protikusu a opotřebení trnu. Nutné je pravidelné problematické mazání ozubení otoče, bez něhož hrozí jeho poškození.

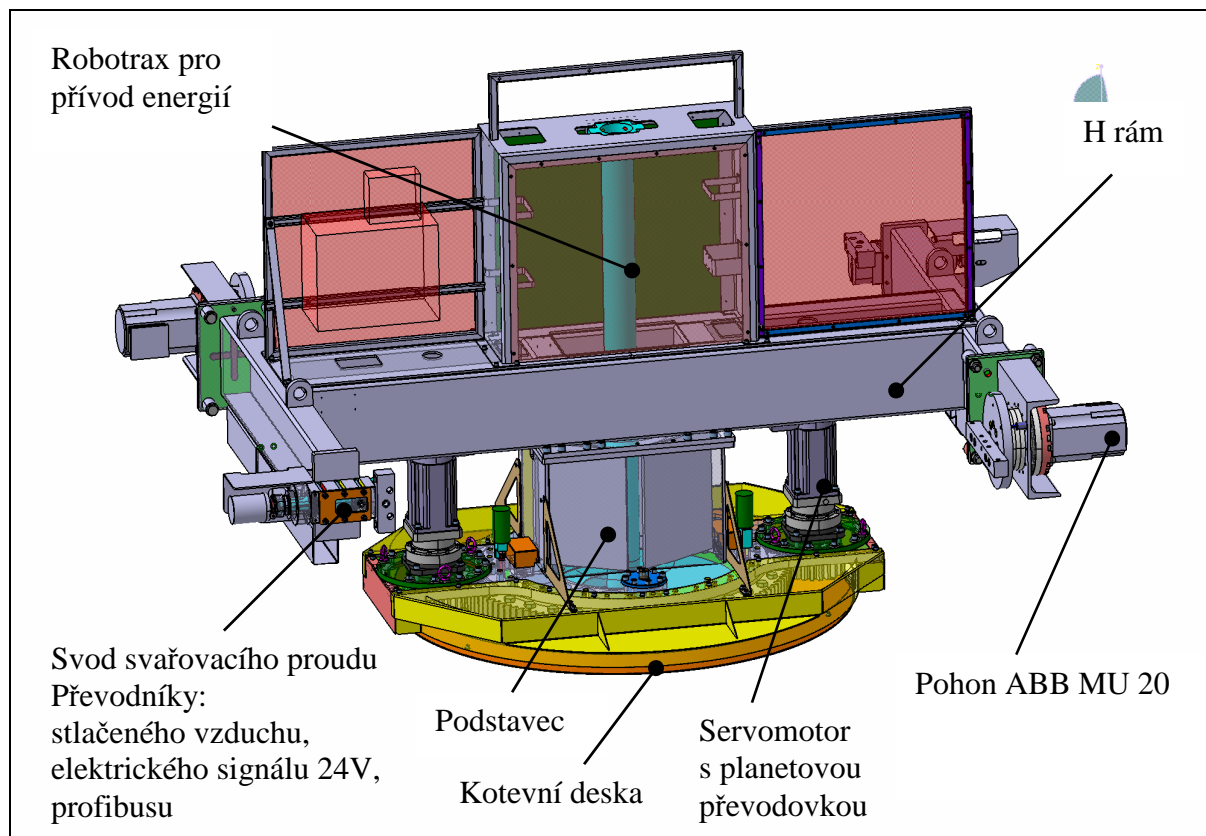
1.2.3 Otočný stůl BSC (Benteler standart cell)

Vývoj tohoto otočného stolu byl kompletně proveden v BENTELER Maschinenbau CZ s.r.o. Liberec a jedná se současný stav v konstrukci otočných stolů. Otáčení okolo svislé osy zajišťuje otoč s vnějším ozubením od firmy ROLLIX (obr. 1.10), což je opět valivé radiálně - axiální ložisko. Na vnitřním kroužku otoče se otáčí podstavec a H rám otočného stolu a nich připevněné součásti, vnější kroužek je připevněn ke kotevní desce otočného stolu. K pohonu otáčení okolo svislé osy se používá dvojice servomotorů. Servoměniče pohonů mají integrovanou bezpečnostní funkci, a proto odpadá systém aretace. Tyto servomotory přes dvoustupňové planetové převodovky pohánějí pastorky zabírající s vnějším ozubením otoče. Dvojice motorů využívá principu master - slave, jehož úkolem je vymezení vůlí v ozubení mezi otočí a pastorky i v planetových převodovkách. Při použití tohoto principu je velmi vysoká opakovatelná přesnost najetí polohy cca $\pm 0,03\text{mm}$ na rameni 1,5m. Toto konstrukční provedení otočného stolu umožňuje klasické otáčení tam a zpět o 180° , ale i jiné libovolné natočení, například otočení o 170° a zpět. Otočný stůl BSC se vyrábí ve dvou základních variantách – standardní provedení (obr. 1.11) a provedení s robotem uprostřed (obr. 1.12). Další jsou speciální varianty, například se sedmou a osmou osou robota (obr. 1.13).

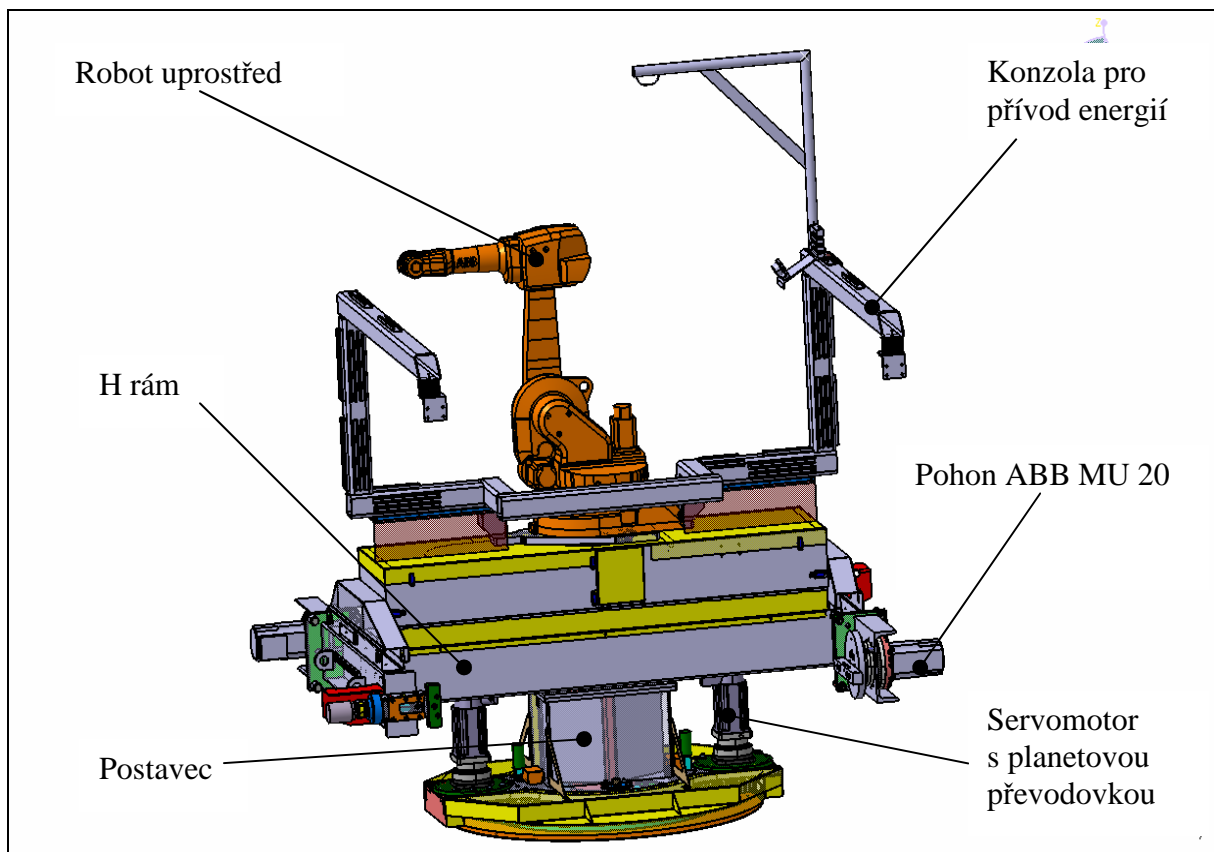


Obr. 1.10 Detail otoče ROLLIX s pohonem

Konstrukce otočného stolu BSC (obr. 1.11 a 1.12) je řešena jako svařenec. Svařenec H rámu tvoří obdélníkové profily a plechy. Svařenec podstavce potom plechy tloušťky 8 – 35mm. Otočný stůl rovněž připouští maximální hmotnost svařovacího přípravku 2 x 1200kg. Uložení přípravku je obdobné jako u stolu BFC, jen místo servomotoru se využívá systému pohonu ABB MU 20 v kombinaci s harmonickou převodovkou (zajišťuje natáčení svařovacího přípravku okolo jeho vodorovné osy), který obdobně jako systém MTC 750 tvoří sedmou osu svařovacího robota.



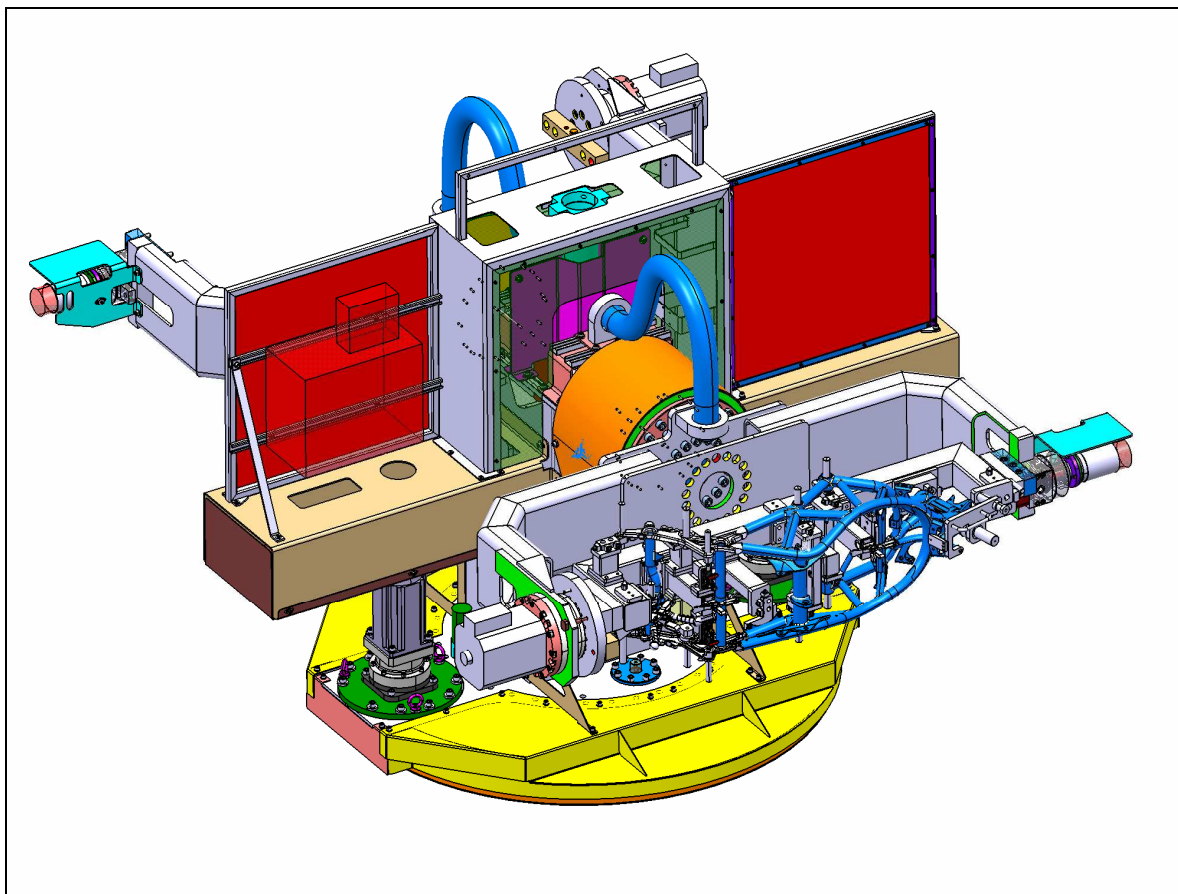
Obr. 1.11 Funkční schéma otočného stolu BSC ve standardním provedení



Obr. 1.12 Funkční schéma otočného stolu BSC v provedení s robotem uprostřed

Výhody otočného stolu BSC spočívají v dobře přístupných pohonech, v možné maximální hmotnosti svařovacích přípravků 2 x 1200kg. Dalšími výhodami jsou rotační obálka svařovacích přípravků až 1230mm, ozubení otoče relativně lépe přístupnější pro mazání, servoměniče s integrovanou bezpečnostní funkcí.

Nevýhoda otočného stolu BSC spočívá v problematickém přívodu energií k servomotorům pohonu otáčení stolu, protože se servomotory otáčejí spolu s otočným stolem.



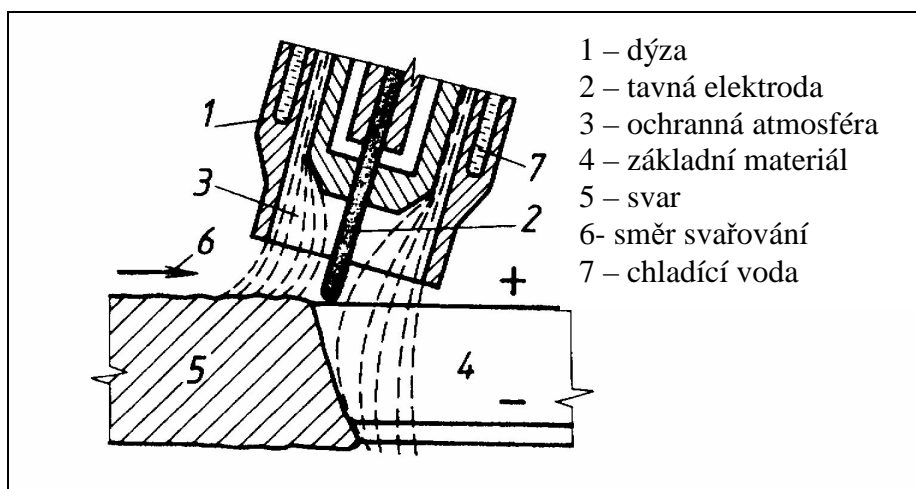
Obr. 1.13 Funkční schéma otočného stolu BSC ve speciální variantě se sedmou a osmou osou robota, která se využívá například při svařování rámu motocyklů

1.3 Popis technologií

Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole hlavní prováděné operace ve svařovacích celách jsou MAG svařování a bodové svařování automobilových dílů. Proto se tato kapitola ve zkratce zabývá popisem těchto technologií

1.3.1 Svařování metodou MAG

Jedná se o metodu tavného svařování, kdy elektrický oblouk hoří mezi kovovou elektrodou (holý drát \varnothing 0,8 až 2,4mm) a svařovaným materiálem v aktivní atmosféře oxidu uhličitého nebo směsi oxidu uhličitého, argonu a kyslíku, případně jiných atmosférách.



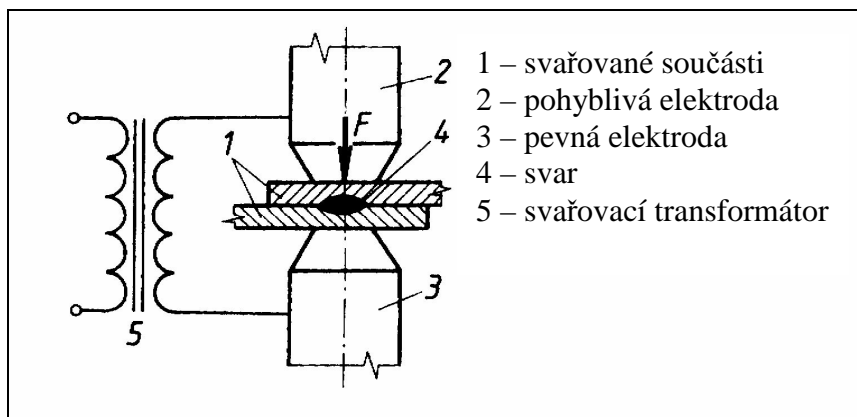
Obr. 1.14 Schéma svařování metodou MAG
(Zdroj: Strojírenská technologie 2)

Oxid uhličitý však není netečný plyn a při svařování částečně oxiduje tavnou lázeň. Elektroda je legována prvky manganem a křemíkem, které se slučují s kyslíkem lépe než se železem (tím dochází k dezoxidaci tavné lázně a zlepšení jakosti svarů). Plyn musí mít čistotu alespoň 99,5%. Svařuje se výhradně stejnosměrným proudem při kladné polaritě elektrody. Hluboký závar a úzký svar umožňuje svařovat plechy do tloušťky 12mm bez úkosů. Výhody MAG svařování jsou nízká cena plynu, čistota pracovního prostředí, velká odtavovací rychlost elektrody, velká produktivita, velká bezpečnost proti vzniku pórů.

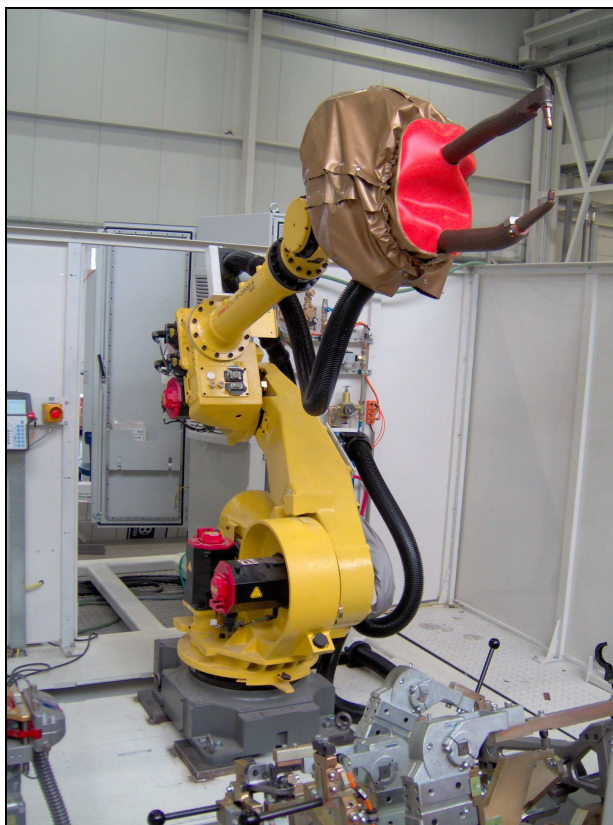
Zvláštní variantou svařování MAG je tzv. impulsní svařování, kdy se v průběhu svařování mění hodnota svařovacího proudu (pulzuje). Rozsah impulzů závisí na použitém zdroji (tyristor nebo tranzistor) a je v rozsahu 10 až 400 impulzů za sekundu. Jeho výhody jsou velká stabilita svařovacího oblouku, možnost svařovat tenké plechy, šetření přídavného materiálu, minimální rozstřík, proměnná hloubka závaru.

1.3.2 Bodové svařování

Patří do skupiny odporového svařování, kdy se součásti přeplátují, sevrou mezi dvě elektrody a zapne se elektrický proud. Roztavení a svaření nastane ve stykových plochách obou součástí, v místě největšího přechodového odporu. Jakmile je svar proveden, vypne se svařovací okruh a svar dále tuhne pod tlakem, takže je zabráněno vzniku staženin. Elektrody jsou z mědi nebo jejích slitin a uvnitř chlazeny vodou. Vlivem chladicího účinku má svar jemnou krystalizaci.



Obr 1.15 Schéma bodového svařování
(Zdroj: Strojírenská technologie 2)



Obr. 1.16 Svařovací robot s kleštěmi pro bodové svařování

1.4 Shrnutí

Z hlediska funkčnosti nevykazují konstrukce otočných stolů BSC zásadní problémy. Naopak jsou v nich odstraněny některé nevýhody předchozích vývojových typů otočných stolů jako například lépe přístupné pohony a ozubení otoče. Další výhodou je vysoká maximální hmotnost svařovacích přípravků 2x1200kg, na kterých se automobilové díly svařují.

Jediná větší nevýhoda spočívá v problematickém přívodu energií k servomotorů pohonu otáčení stolů, protože se otáčí spolu se stolem.

Nosná konstrukce otočných stolů BSC nebyla doposud z hlediska mechanických ani dynamických vlastností zhodnocena. Proto není možné rozhodnout, jak je dimenzována. Její návrh je hlavně opřeno o zkušenosti z předchozích konstrukčních řešení.

Z tohoto důvodu je nutné před dalším návrhem provést zhodnocení nosných prvků konstrukcí u současného stavu otočných stolů BSC. K tomuto zhodnocení jsem se rozhodl použít metodu konečných prvků. V ní provedu výpočty: v oblasti lineární statiky a zjistím tak mechanické napětí a deformace, v oblasti lineární dynamiky za účelem zjištění vlastních frekvencí, případně vlastních tvarů kmitů. V možných případech provedu srovnávací analytické výpočty s využitím klasických metod pružnosti, pevnosti a dynamiky.

2. Modelování otočných stolů BSC pomocí metody konečných prvků

Předmětem kapitoly jsou výpočty mechanického napětí, deformací a vlastních frekvencí současného konstrukčního řešení otočných stolů BSC. Na základě těchto výpočtů bude proveden návrh konstrukčního řešení otočných stolů.

K výpočtům metodou konečných prvků bude využit program Algor verze 19.0.

Pro finální výpočty je nutné připravit výpočtový model. Výpočtový model vychází z modelu geometrického s provedenými úpravami:

- Zjednodušením šroubových spojů – viz kapitola 2.1
- Zjednodušením konstrukce otoče – viz kapitola 2.2
- Náhrada svarů – využití vazby welding ve výpočtovém modelu, viz kapitola 2.4
- Zjednodušení o technologické prvky (úkosy, zaoblení,...) – viz kapitola 2.5.1 a 2.1.1

2.1 Problematika náhrady šroubových spojů

Jednotlivé prvky nosné konstrukce otočných stolů jsou k sobě spojeny pomocí předepnutých šroubových spojů. Šroubové spoje jsou tvořeny šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem (dle ISO 4762) a šestihrannými maticemi, resp. vnitřními závitů.

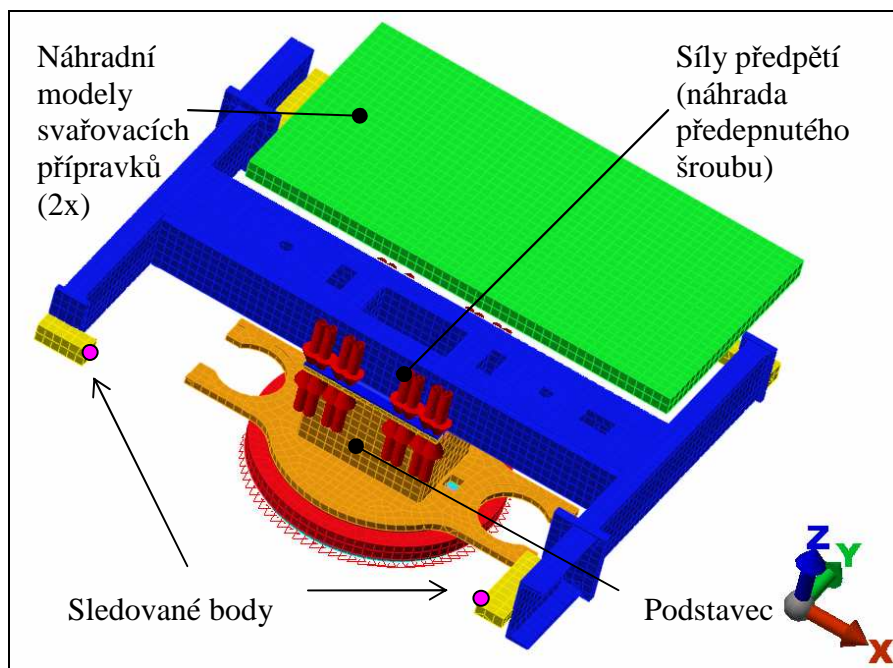
Předmětem zájmu je vliv modelu šroubového spoje na hodnoty deformací H rámu při různých variantách modelování šroubového spoje mezi připojovacími deskami H rámu a podstavce. Jednotlivé varianty jsou pak posuzovány přímo s geometrickými daty otočného stolu ve standardním provedení.

2.1.1 Použitý výpočtový model

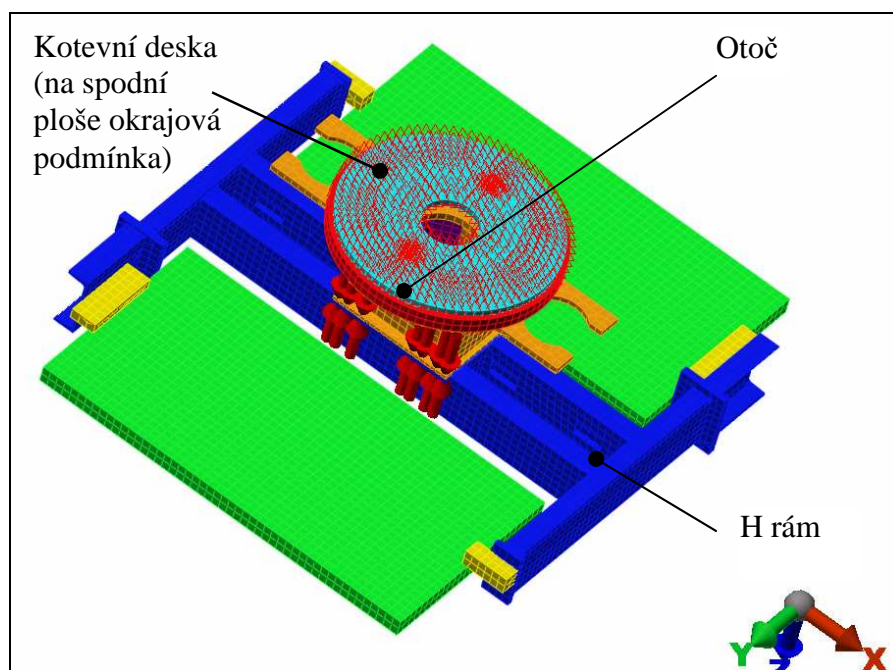
Výpočtový model (obr. 2.1 a 2.2) využívá nosné části konstrukce otočného stolu. Předpokladem je, že šrouby (M16 – 8.8) spoje mezi připojovacími deskami H rámu a podstavce jsou utaženy předepsaným utahovacím momentem (200 N·m). Zatížení otočného stolu BSC představují náhradní modely svařovacích přípravků o hmotnosti 500, 1000, 1200kg.

Vzhledem k velkým rozměrům je výpočtový model nosných částí otočného stolu zjednodušen o drážky pro pera, o osazení vzniklé obráběním, různé technologické úkosy a další podobné prvky, které nemají podstatný vliv na výsledek. Popis prvků, vazeb a okrajových podmínek použitých při výpočtu metodou konečných prvků, uvádí kapitola 2.3 a 2.4. Ve výpočtu není rovněž zohledněna poddajnost otoče, protože v této fázi výpočtu není podstatná.

Použité okrajové podmínky vycházejí z předpokladu absolutně tuhého podloží pod otočným stolem. Proto uzly této kontaktní plochy (spodní plocha kotevní desky) mají definovány nulové posuvy ve směru osy Z. Zároveň je uvažováno velké tření mezi podloží a spodní plochou kotevní desky, z čehož plynou nulové posuvy uzlů kontaktní plochy ve směrech os X a Y.



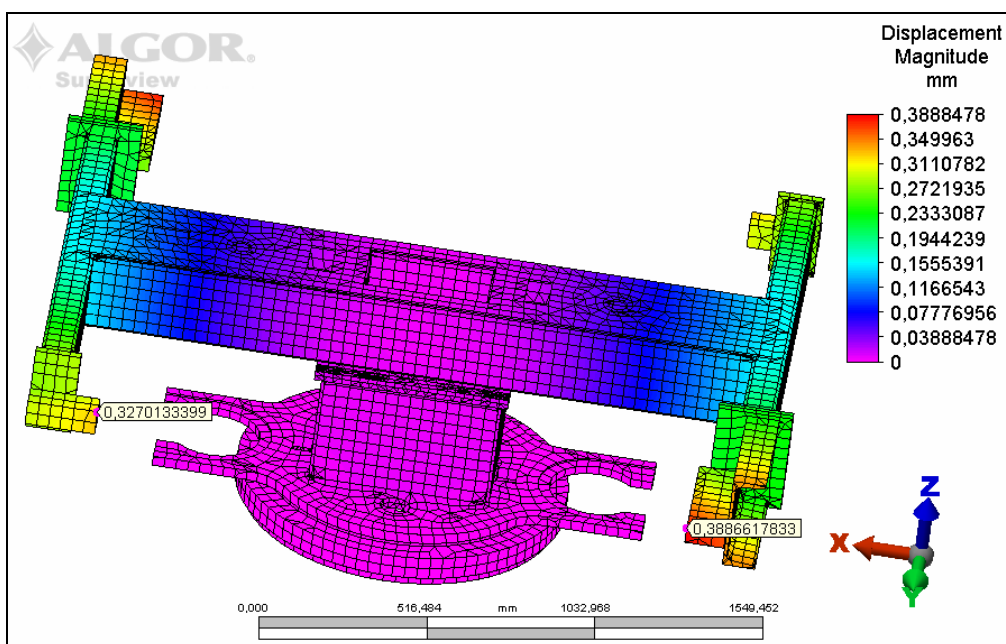
Obr. 2.1 Výpočtový model otočného stolu použitý v úloze problematiky šroubového spoje (pro názornost obrázku jeden náhradní model svařovacího přípravku skryt)



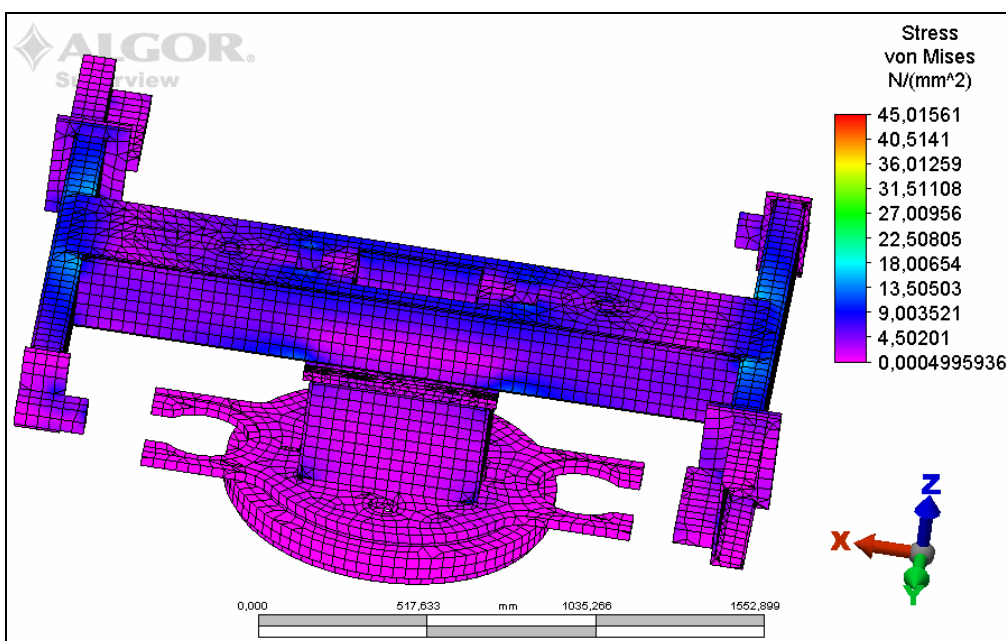
Obr. 2.2 Výpočtový model otočného stolu použitý v úloze problematiky šroubového spoje

2.1.2 Varianta pevného spojení připojovacích desek

První nejjednodušší varianta představuje náhradu spoje mezi připojovacími deskami pevným spojením, což můžeme považovat za ideální případ. Vazba mezi připojovacími deskami je realizována jako bonded (tj. svázaný). Při použití této vazby dojde k propojení uzlových bodů mezi oběma připojovacími deskami a proto se obě připojovací desky chovají jako jeden celek. Z tohoto důvodu nemá smysl v této variantě uvažovat síly předpětí.



Obr 2.3 Deformace nosných prvků otočného stolu s hodnotami posuvů u sledovaných bodů v milimetrech

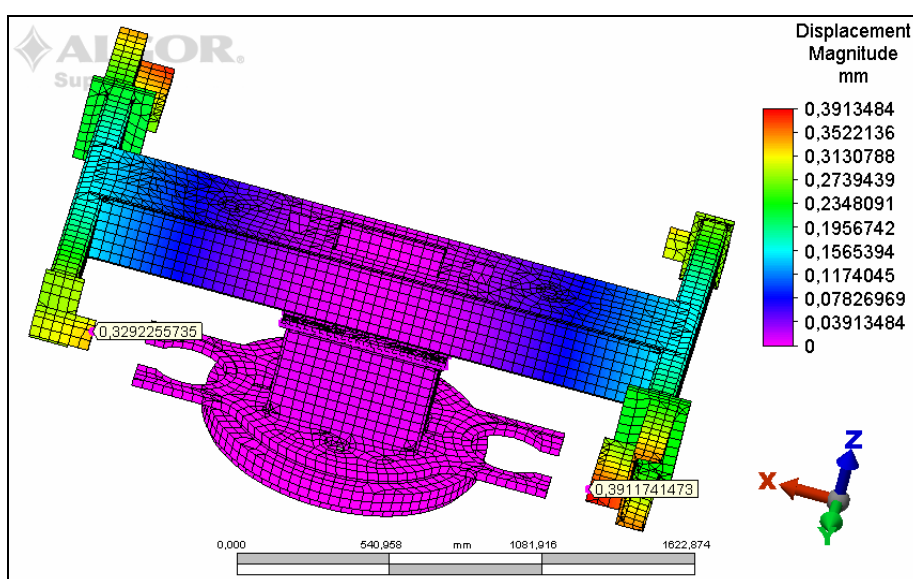


Obr. 2.4 Redukované napětí (H.M.H.) v nosných prvcích Napětí otočného stolu

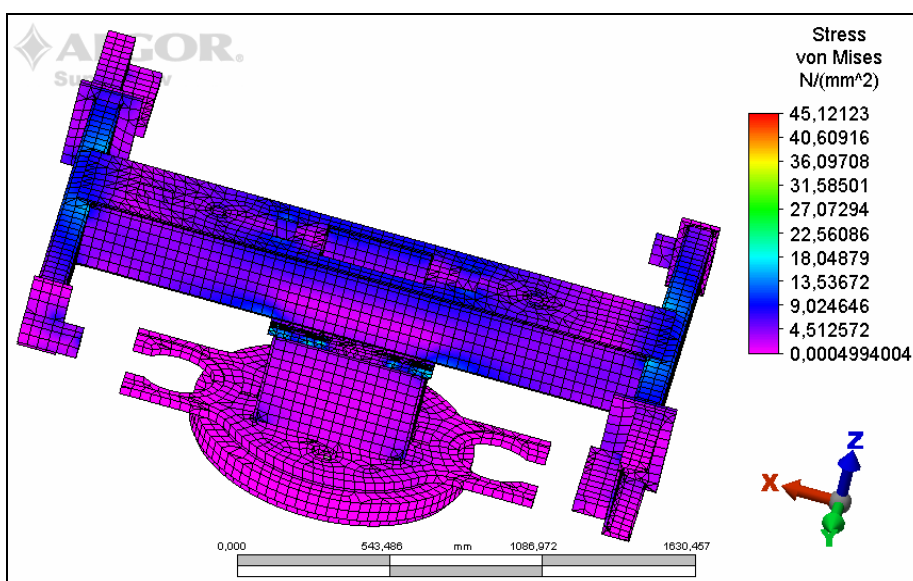
2.1.3 Varianta kontaktní úlohy spojení připojovacích desek

Druhá varianta modeluje spoj mezi připojovacími deskami pomocí kontaktu s třením. Vazba mezi připojovacími deskami je zvolena jako surface se součinitelem tření 0,15 (surface odpovídá povrchovému kontaktu s určitou hodnotou součinitele tření, zde konkrétně 0,15).

V této variantě musí být zahrnuty síly předpětí, které simulují předepnuté šrouby. Síly předpětí jsou zadány na plochy zahlužení šroubových spojů. Protože síly předpětí jsou vnitřními silami, musí být ve výpočtovém modelu zadány tak, že každý šroubový spoj představuje dvojici sil působících proti sobě, tj. nepřítěžující konstrukci (nesmí rovněž generovat silovou dvojici, resp. moment sil).



Obr 2.5 Deformace nosných prvků otočného stolu s hodnotami posuvů u sledovaných bodů v milimetrech

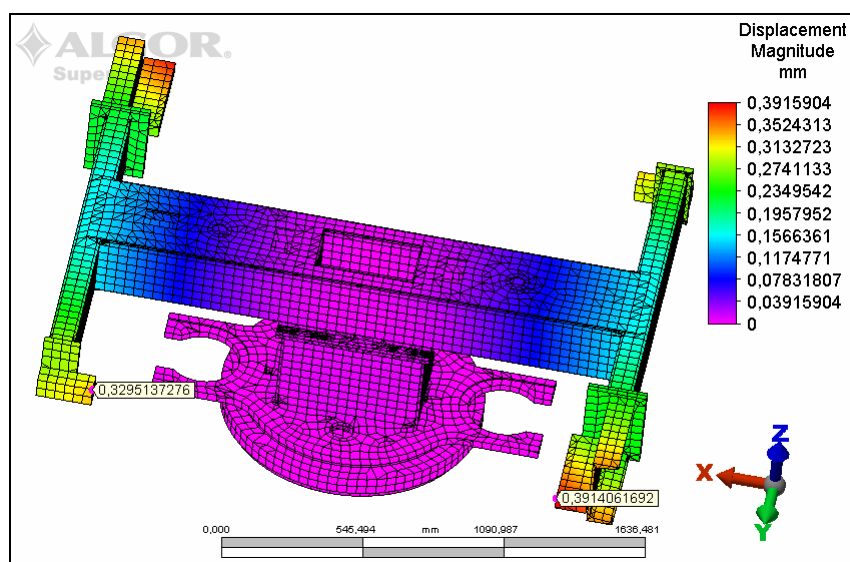


Obr. 2.6 Redukované napětí (H.M.H.) v nosných prvcích otočného stolu

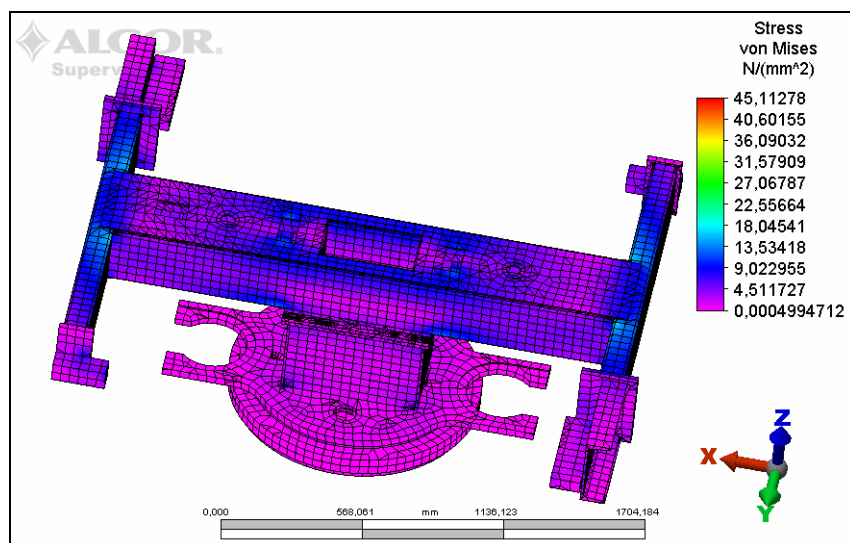
2.1.4 Varianta částečně pevného spojení připojovacích desek

Třetí varianta vychází z teoretického principu výpočtu předepnutých šroubových spojů pomocí deformačních kuželů. Jejich střední průměr lze určit podle vzorce $D_s = d_k + \frac{l_p}{2}$, kde velikosti $d_k = 24\text{mm}$ a $l_p = 32\text{mm}$ jsou dány parametry šroubového spoje. Výsledný střední průměr deformačních kuželů je $D_s = 40\text{mm}$.

Mezi připojovacími deskami jsou proto voleny dva typy vazeb, bonded a surface. Plochy odpovídající velikosti deformačním kuželům jsou voleny jako bonded (dokonalý spoj bez odlehnutí), ostatní jako surface se součinitelem tření 0,15. Síly předpětí nemá smysl do výpočtu zahrnovat.



Obr. 2.7 Deformace nosných prvků otočného stolu s hodnotami posuvů u sledovaných bodů v milimetrech



Obr. 2.8 Redukované napětí (H.M.H.) v nosných prvcích otočného stolu

2.1.5 Zhodnocení dosažených výsledků

Sledované hodnoty posuvů koncových bodů ramen H rámu přehledně ukazují následující tabulky.

Tab. 2.1 Hodnoty posuvů koncových bodu ramen u varianty pevného spojení připojovacích desek

Varianta pevného spojení připojovacích desek		
Hmotnost modelu svař. přípravku (kg)	Posuv 1. sledovaného bodu (mm)	Posuv 2. sledovaného bodu (mm)
500	0,1857	0,1476
1000	0,3306	0,2757
1200	0,3886	0,3270

Tab. 2.2 Hodnoty posuvů koncových bodu ramen u varianty kontaktní úlohy spojení připojovacích desek

Varianta třecího spojení připojovacích desek		
Hmotnost modelu svař. přípravku (kg)	Posuv 1. sledovaného bodu (mm)	Posuv 2. sledovaného bodu (mm)
500	0,1862	0,1479
1000	0,3319	0,2768
1200	0,3911	0,3292

Tab. 2.3 Hodnoty posuvů koncových bodu ramen u varianty částečně pevného spojení připojovacích desek

Varianta částečně pevného spojení připojovacích desek		
Hmotnost modelu svař. přípravku (kg)	Posuv 1. sledovaného bodu (mm)	Posuv 2. sledovaného bodu (mm)
500	0,1866	0,1485
1000	0,3322	0,2771
1200	0,3914	0,3295

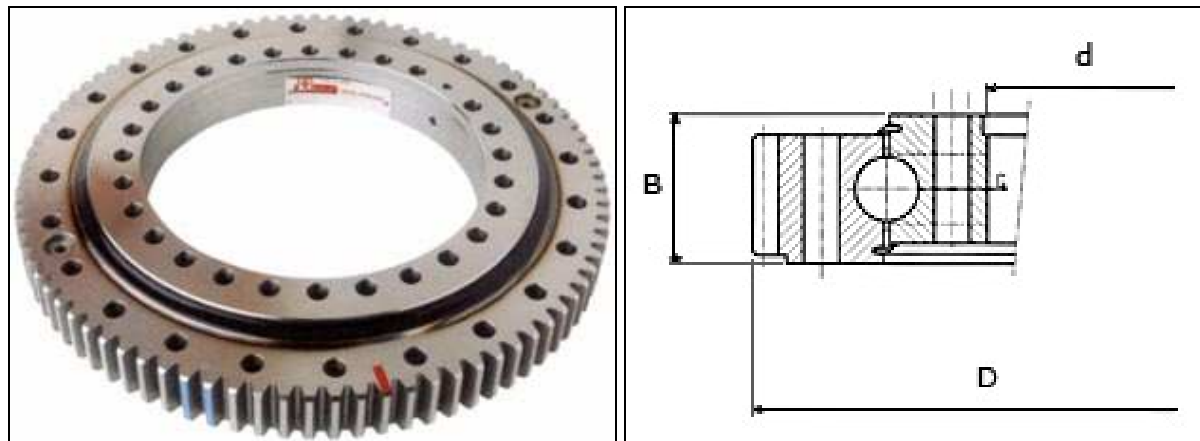
Z dosažených výsledků je patrné, že nejvyšší tuhosti dosahuje varianta pevného spojení připojovacích desek, která představuje ideální stav. Tento výsledek lze očekávat.

Porovnáním vypočtených hodnot variant pevného a třecího spojení připojovacích desek (maximální odchylka posuvu je 0,0025 mm) potvrzuje, že šroubový spoj je z funkčního hlediska správně navrhnut. Varianta třecího spojení připojovacích desek pak nejvíce odpovídá realitě.

Celkově lze říci, že se vypočítané hodnoty posuvů liší o velmi malé hodnoty (tisíciny milimetru). Z tohoto důvodu lze daný předepnutý šroubový spoj při modelování otočného stolu nahradit pevným spojem a vyvarovat se tak komplikovaným vazbám a zavádění sil předpětí. Jako náhrada šroubových spojů postačí jednoduchá vazba bonded.

2.2 Problematika tvorby náhradního modelu otoče

Otoč slouží ke spojení podstavce a kotevní desky otočného stolu. Zároveň umožňuje otáčení stolu okolo svislé osy a záběr pastorků servopohonů. Pro otočný stůl je použita otoč od výrobce ROLLIX (obr. 2.9). Použitá otoč představuje valivé radiálně - axiální ložisko, které se skládá z vnějšího kroužku, na němž je vyrobeno ozubení, dále vnitřního kroužku a valivých tělísek. Valivými tělísky jsou kuličky, které umožňují vyšší rychlosti otáčení na rozdíl od použití např. zkřížených válečků.



Obr. 2.9 Otoč Rollix s vnějším ozubením a její řez (Zdroj: www.rollix.com)

Montáž otoče na otočném stole je provedena tak, že vnější kroužek (s ozubením) je nepohyblivě přišroubován ke kotevní desce otočného stolu a na vnitřním otočném kroužku je přišroubován podstavec otočného stolu.

2.2.1 Tvorba výpočtového modelu pro metodu konečných prvků

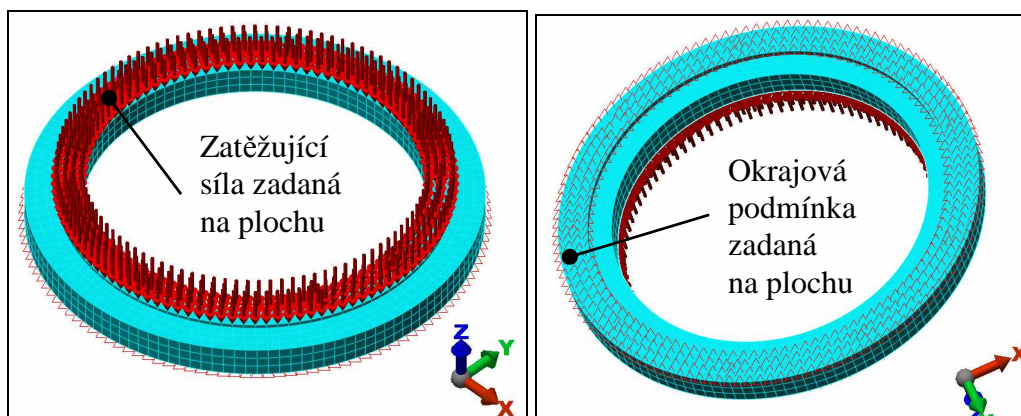
Model otoče ve skutečnosti představuje kontaktní úlohu dotyku kuliček s toroidní plochou. Tuto úlohu je možné metodou konečných prvků řešit, avšak řešení takto podrobného modelu by vedlo k obrovskému navýšení počtu elementů. Navíc by se ve výpočtu objevila vysoká nelinearita (z důvodů předpětí a bodových kontaktů), což by vedlo i k výraznému prodloužení času řešení. Navíc se jedná o nakupovaný sériově vyráběný díl, pro který není nutné tak přesný výpočet provádět. Ve výpočtovém modelu musí být však nějakým způsobem hodnota tuhosti otoče zohledněna.

Principem náhradního modelu je naladění dané hodnoty tuhosti otoče (např. pomocí anizotropního materiálu), kdy lze různou tuhost docílit změnou materiálových vlastností.

Výpočtový model (obr. 2.10) respektuje rozměry otoče. Je zjednodušen na jedno těleso (odpadá kontakt) bez vnějšího ozubení a otvorů pro šrouby. Cílem je odladit celý

náhradní model tak, aby poskytoval hodnoty tuhosti co nejbližší skutečným hodnotám, a zároveň byl geometricky co nejjednodušší, a tím obsahoval i nejméně elementů.

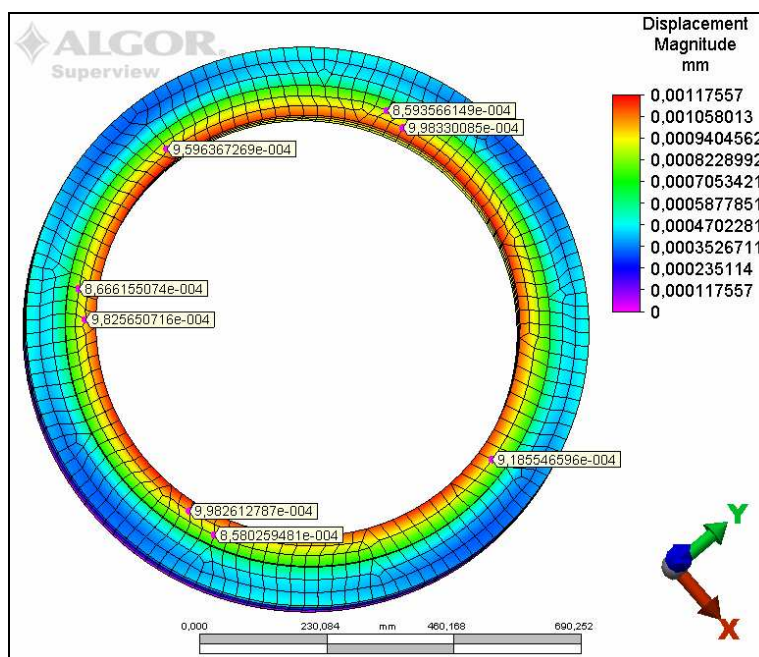
Zatížení je voleno jako síla působící na plochu, ke které je přišroubován podstavec otočného stolu. Okrajové podmínky jsou zadány na plochu, kterou je otoč přišroubována ke kotevní desce. Tyto okrajové podmínky předpokládají nulové posuvy ve všech osách souřadného systému.



Obr. 2.10 Výpočtový model otoče pohled shora a zespoda

2.2.2 Výsledné naladění tuhosti otoče

Výrobce udává tuhost otoče pro případ namáhání tah - tlak je $2,15 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}$. Výpočtem jsou určeny posuny několika uzlových bodů výpočtového modelu otoče pro různou zatěžující sílu (20, 30, 40 a 50 kN).



Obr. 2.11 Posuvy výpočtového modelu otoče s hodnotami v milimetrech u několika uzlových bodech pro zatížení 20 kN

Z hodnoty zatěžující síly a průměrného posuvu několika uzlových bodů je dopočítána

hodnota tuhosti výpočtového modelu otoče podle vztahu $K_{otoč} = \frac{F_{otoč}}{x_{otoč}} [N \cdot m]$.

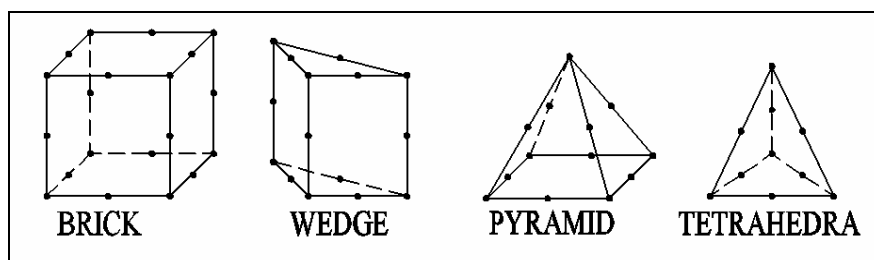
Tab. 2.4 Výsledky tuhosti výpočtového modelu otoče

	Zatěžující síla (kN)			
	20	30	40	50
Hodnoty posuvů uzlových bodů (mm)				
	$8,59 \cdot 10^{-4}$	$1,28 \cdot 10^{-3}$	$1,71 \cdot 10^{-3}$	$2,14 \cdot 10^{-3}$
	$9,98 \cdot 10^{-4}$	$1,50 \cdot 10^{-3}$	$2,00 \cdot 10^{-3}$	$2,51 \cdot 10^{-3}$
	$9,18 \cdot 10^{-4}$	$1,43 \cdot 10^{-3}$	$1,90 \cdot 10^{-3}$	$2,38 \cdot 10^{-3}$
	$8,58 \cdot 10^{-4}$	$1,37 \cdot 10^{-3}$	$1,83 \cdot 10^{-3}$	$2,29 \cdot 10^{-3}$
	$9,98 \cdot 10^{-4}$	$1,26 \cdot 10^{-3}$	$1,68 \cdot 10^{-3}$	$2,53 \cdot 10^{-3}$
	$9,82 \cdot 10^{-4}$	$1,51 \cdot 10^{-3}$	$2,02 \cdot 10^{-3}$	$2,10 \cdot 10^{-3}$
	$8,66 \cdot 10^{-4}$	$1,47 \cdot 10^{-3}$	$1,96 \cdot 10^{-3}$	$2,45 \cdot 10^{-3}$
	$9,59 \cdot 10^{-4}$	$1,29 \cdot 10^{-3}$	$1,73 \cdot 10^{-3}$	$2,16 \cdot 10^{-3}$
Průměrná hodnota posuvu (mm)	$9,29 \cdot 10^{-4}$	$1,38 \cdot 10^{-3}$	$1,85 \cdot 10^{-3}$	$2,32 \cdot 10^{-3}$
Tuhost výpočtového modelu otoče (N·m)	$2,15 \cdot 10^{10}$	$2,17 \cdot 10^{10}$	$2,16 \cdot 10^{10}$	$2,15 \cdot 10^{10}$
Odchylka od skutečné hodnoty tuhosti	0,093%	1,069%	0,558%	0,232%

Pro výpočet je nejzajímavější naladění u zatížení 30 – 40kN, protože tato hodnota odpovídá obvyklé provozní zátěži. V tomto případě je sice největší odchylka od skutečné hodnoty tuhosti otoče, ale velikost této odchylky se pohybuje pouze do 1%, což není pro výpočet významná hodnota.

2.3 Použité typy prvků pro finální výpočtové modely

Při výpočtu metodou konečných prvků je využita kombinovaná objemová síť. Ta je automaticky generována z prvotně vytvořené povrchové sítě. Výsledná objemová síť je tvořena prvky BRICK, které jsou využity hlavně na povrchu součástí. Směrem do středu objemu součástí přecházejí prvky BRICK vlivem zborcení postupně na prvky WEDGE, PYRAMID a TETRAHEDRA. Kombinovaná objemová síť představuje nejlepší kompromis mezi kvalitou sítě a použitím funkce automatického síťování.



Obr. 2.12 Použité typy prvků

Prvek BRICK (šestistěn) je tvořen dvaceti uzlovými body. Hrany prvku jsou obecně paraboly druhého stupně proložené třemi uzly, tj. vrcholy a středem hrany. Každý uzlový bod má tři stupně volnosti, tj. posuvy u_x , u_y , u_z .

Pokud dojde k příliš velkému zborcení prvku brick, je tento prvek rozdělen na dva prvky typu WEDGE (klín). Tento prvek tvoří patnáct uzlových bodů (opět se třemi stupni volnosti). Hrany prvku jsou stejně jako u bricku paraboly druhého stupně proložené třemi uzly.

Dalším použitým prvkem je PYRAMID (jehlan). Používá se při zborcení prvků brick a wedge. Prvek má třináct uzlových bodů se třemi stupni volnosti. Hrany jsou opět aproximovány parabolami druhého stupně proložené třemi uzly.

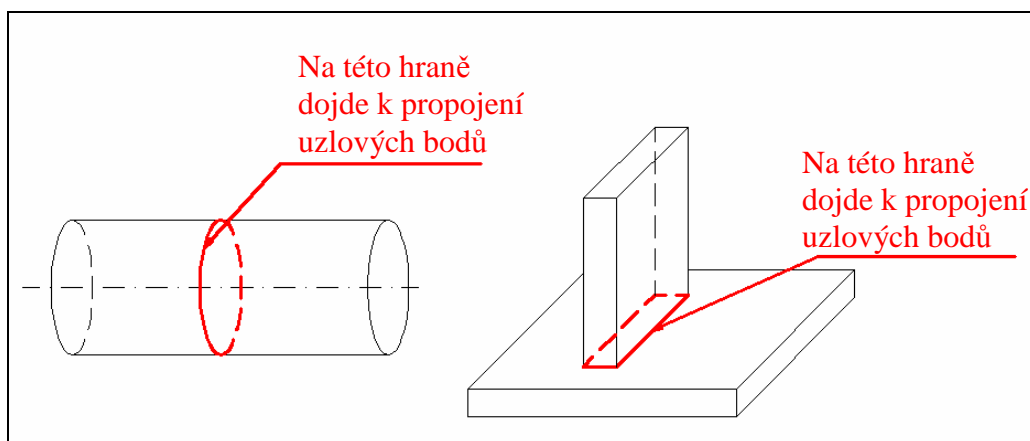
Poslední použitý typ prvku je TETRAHEDRA (čtyřstěn). Prvek je tvořen deseti uzlovými body, taktéž se třemi stupni volnosti. Hrany jsou jako u předešlých prvků tvořeny parabolami druhého stupně, které jsou proložené třemi uzly.

2.4 Použité typy vazeb a okrajových podmínek pro finální výpočtové modely

Výpočet se provádí na soustavě těles. Z tohoto důvodu je nutné mezi součástmi nastavit vazby (resp. pevná spojení), které představují náhradu vazeb skutečných. Na finálním výpočtovém modelu jsou použity dva typy vazeb, bonded a welding.

Vazba bonded znamená spojený. Při jejím použití dojde k propojení uzlových bodů kontaktních ploch. Tyto tělesa se pak chovají jako jeden celek. Tato vazba je využita pro náhradu předepnutých šroubových spojů (viz kapitola 2.1).

Použitá vazba welding nahrazuje svarové spoje. Pokud je simulován tupý svar, např. dvou tyčí stejného průřezu, dojde k propojení uzlových bodů pouze na hranách kontaktních ploch. Je-li simulován koutový svar, např. na desce navařené žebro, tak dojde v kontaktní ploše k propojení uzlových bodů pouze na hranách žebra s příslušnými body desky. Tato vazba pracuje na principu propojení uzlových bodů na hranách (obr. 2.13). Nezahrnuje tedy průvar materiálu.

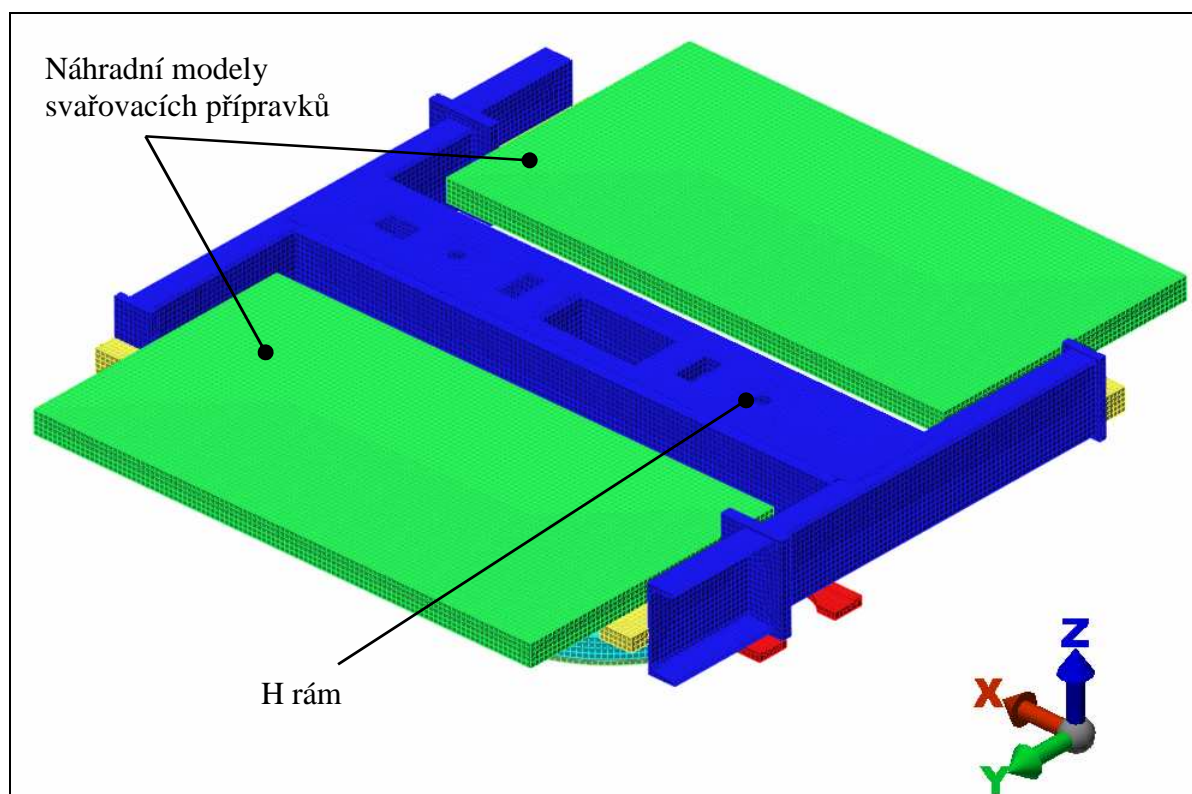


Obr. 2.13 Princip vazby welding

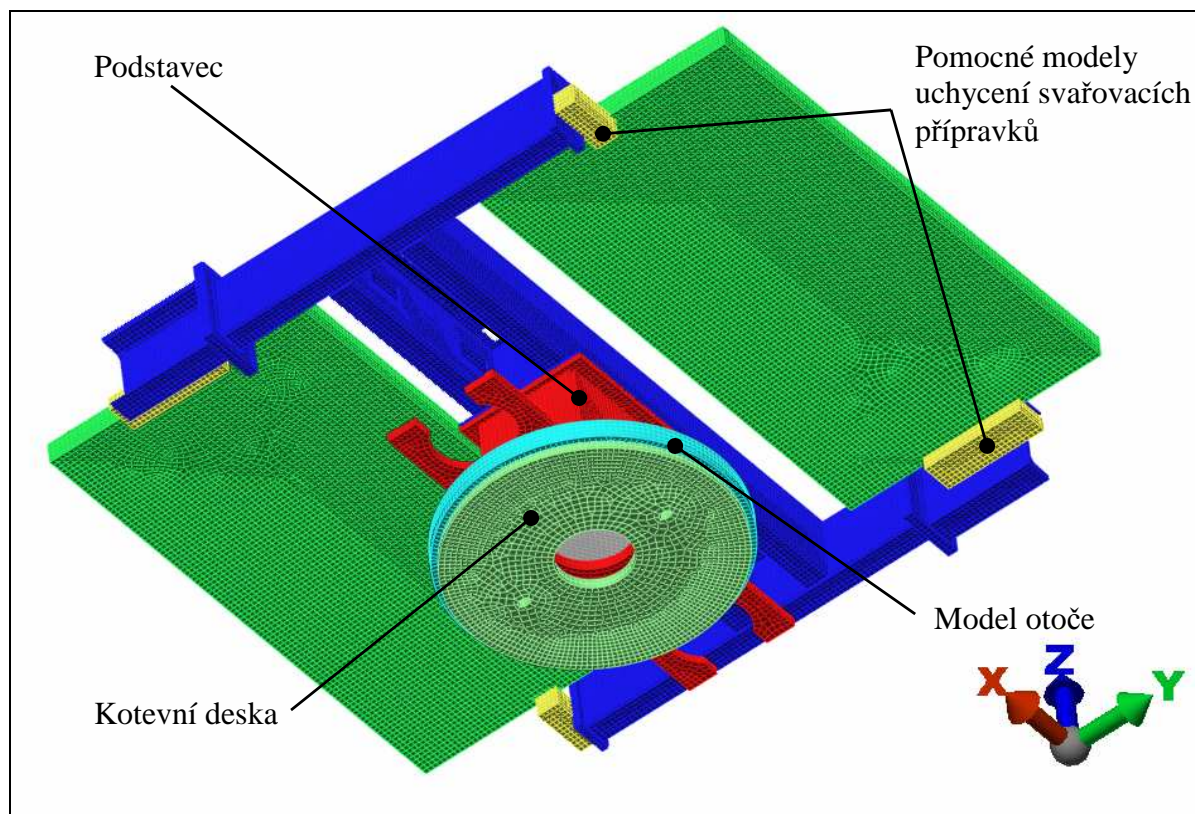
2.5 Analýzy mechanických vlastností standardní varianty otočného stolu BSC

2.5.1 Statická analýza

Výpočtový model zahrnuje prvky nosné konstrukce otočného stolu BSC ve standardním provedení. Mezi tyto prvky patří: H rám, podstavec, otoč, kotevní deska (obr. 2.14 a 2.15). Nosnou konstrukci zatěžují dva náhradní modely svařovacích přípravků. Každý z nich představuje zátěž hmotností 1200kg.



Obr. 2.14 Výpočtový model otočného stolu BSC ve standardním provedení pohled shora



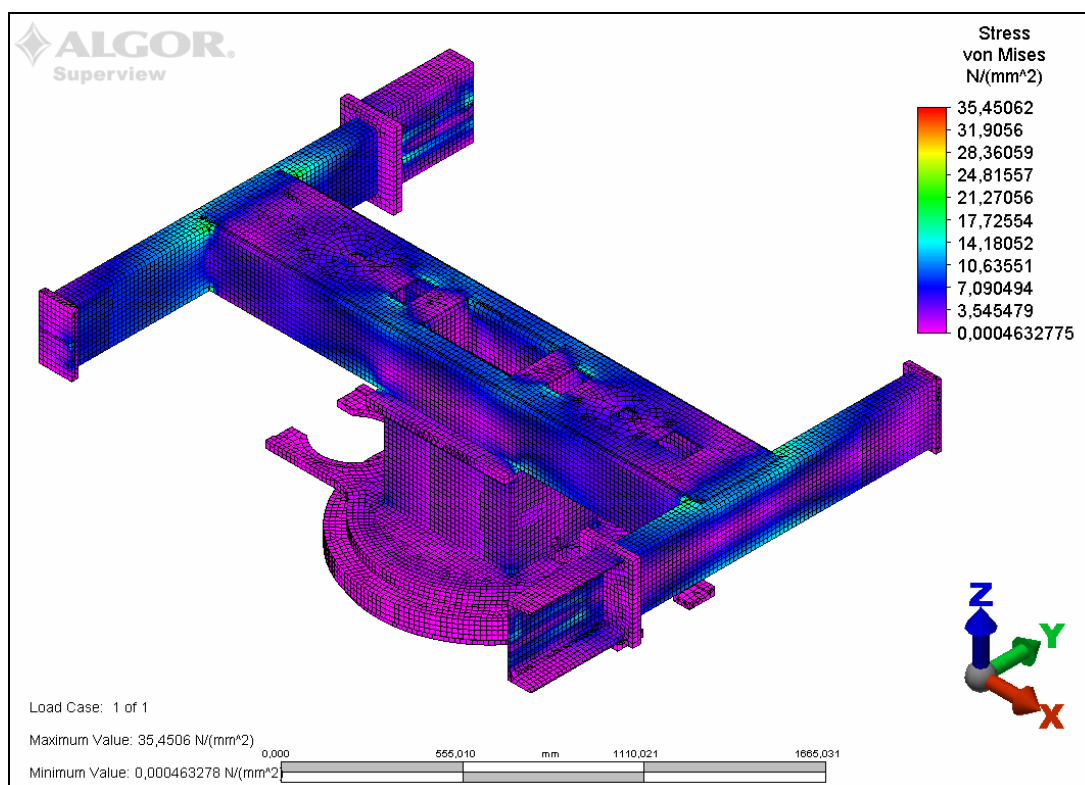
Obr. 2.15 Výpočtový model otočného stolu BSC ve standardním provedení pohled zezdola

Okrajové podmínky jsou obdobné jako u výpočtového modelu problematiky náhrady šroubového spoje (viz kap. 2.1), tj. na spodní ploše kotevní desky jsou posuvy uzlových bodů ve směrech os X, Y, Z nulové. Tyto okrajové podmínky platí pro všechny následovně provedené výpočty.

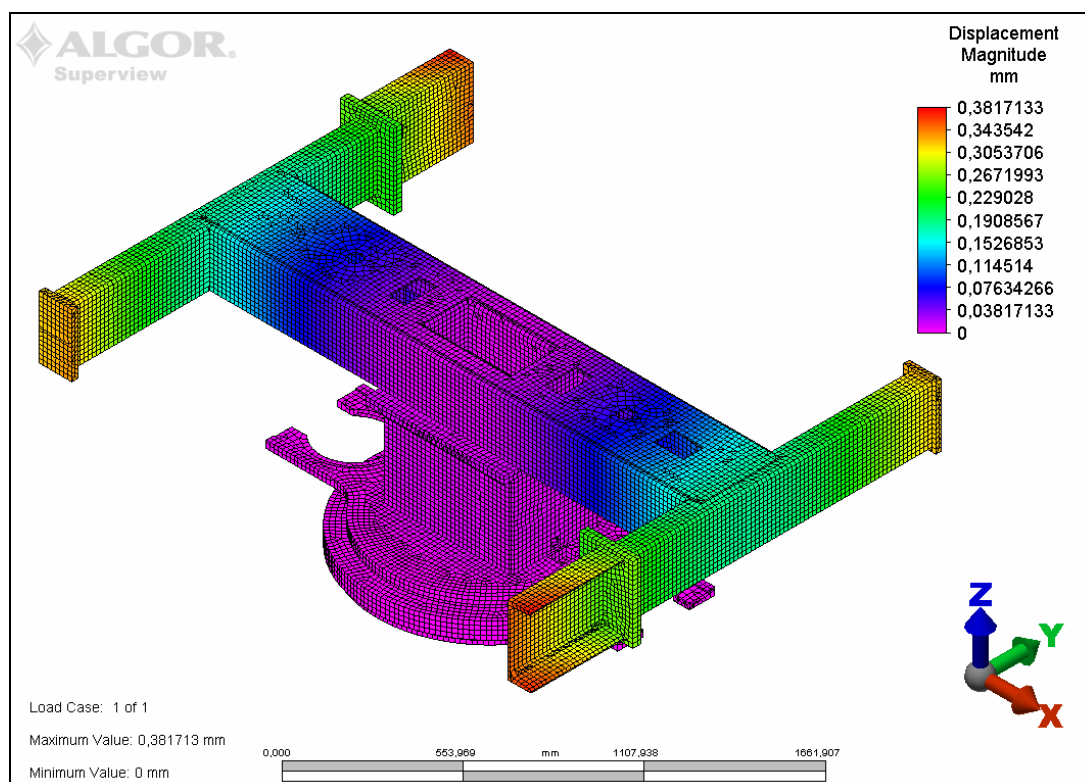
Výpočtový model je vzhledem k jeho velikosti zjednodušen o různá technologická zaoblení a zkosení a o otvory pro šrouby a kolíky, aby zbytečně nedocházelo k nárůstu počtu prvků v úloze a tím prodloužení výpočtového času. Tato zjednodušení jsou totožná i pro další provedené výpočty otočných stolů.

Tab. 2.5 Počet jednotlivých prvků výpočtového modelu

Typ prvku	Počet prvků
Brick	95 743
Wedge	5 280
Pyramid	23 973
Tetrahedra	41 395



Obr. 2.16 Rozložení napětí podle hypotézy H.M.H. v nosných prvcích otočného stolu
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)



Obr. 2.17 Deformace otočného stolu – celkové posuvy
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)

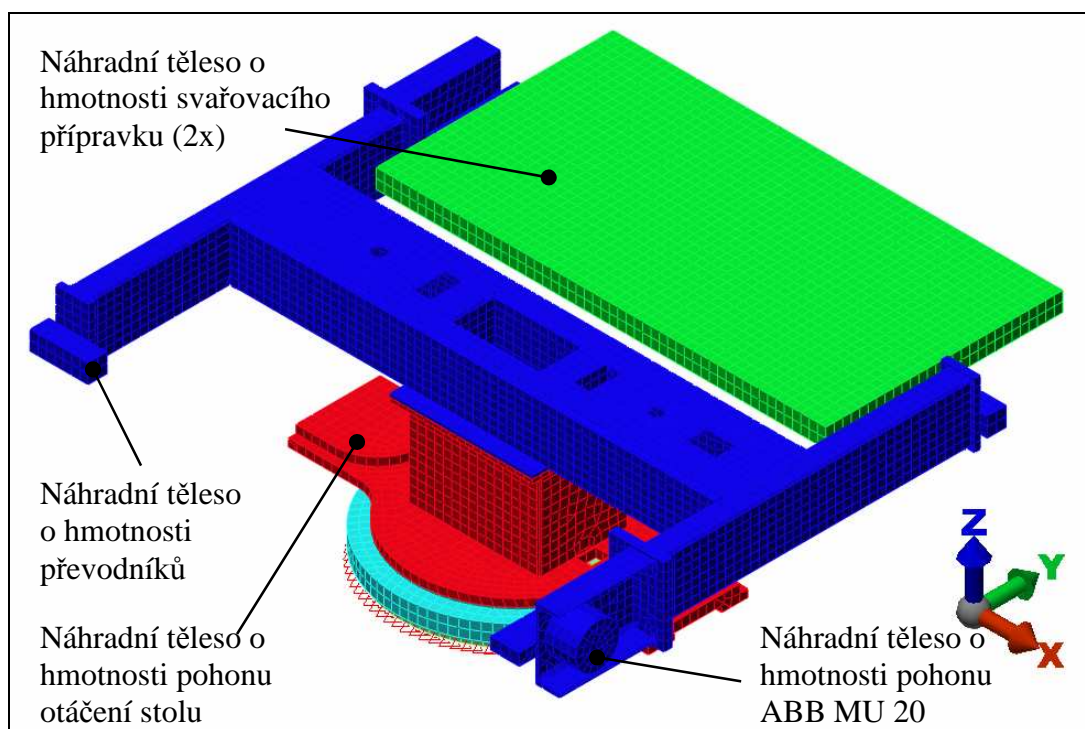
Jako materiál prvků nosné konstrukce otočného stolu BSC ve standardním provedení je použita ocel 11 373, jejíž mez únavy v ohybu je 140 MPa a v krutu 100 MPa. Z vypočítaných výsledků pomocí metody konečných prvků jsou patrné menší než poloviční hodnoty mechanického napětí (maximálně 35 MPa) ve všech prvcích nosné konstrukce vzhledem k mezím únavy použité oceli.

Z malých hodnot deformací konců ramen H rámu (maximálně činí 0,3817 mm) je patrná jeho dostatečná tuhost. Ta je nutná pro vysokou přesnost výroby svařenců automobilových dílů. Deformace podstavce se pohybují ve velikosti setin milimetru, proto lze hovořit o jeho vysoké tuhosti.

2.5.2 Modální analýza

Výpočtový model (obr. 2.18) použitý pro modální analýzu je obdobný jako u statické analýzy. Navíc jsou přidány další tělesa, která simulují hmotnost zařízení připevněných na otočném stole (např. pohon otáčení stolu okolo svislé osy, pohon ABB MU 20, apod.). Okrajové podmínky i zjednodušení zůstávají stejné jako u předchozí analýzy.

Z výpočetního hlediska představuje úloha řešení pohybové rovnice $\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0}$, kde \mathbf{M} je matice hmotnosti řešené soustavy
 $\ddot{\mathbf{u}}$ je vektor uzlových zrychlení
 \mathbf{K} je matice tuhosti řešené soustavy
 \mathbf{u} je vektor uzlových posuvů.

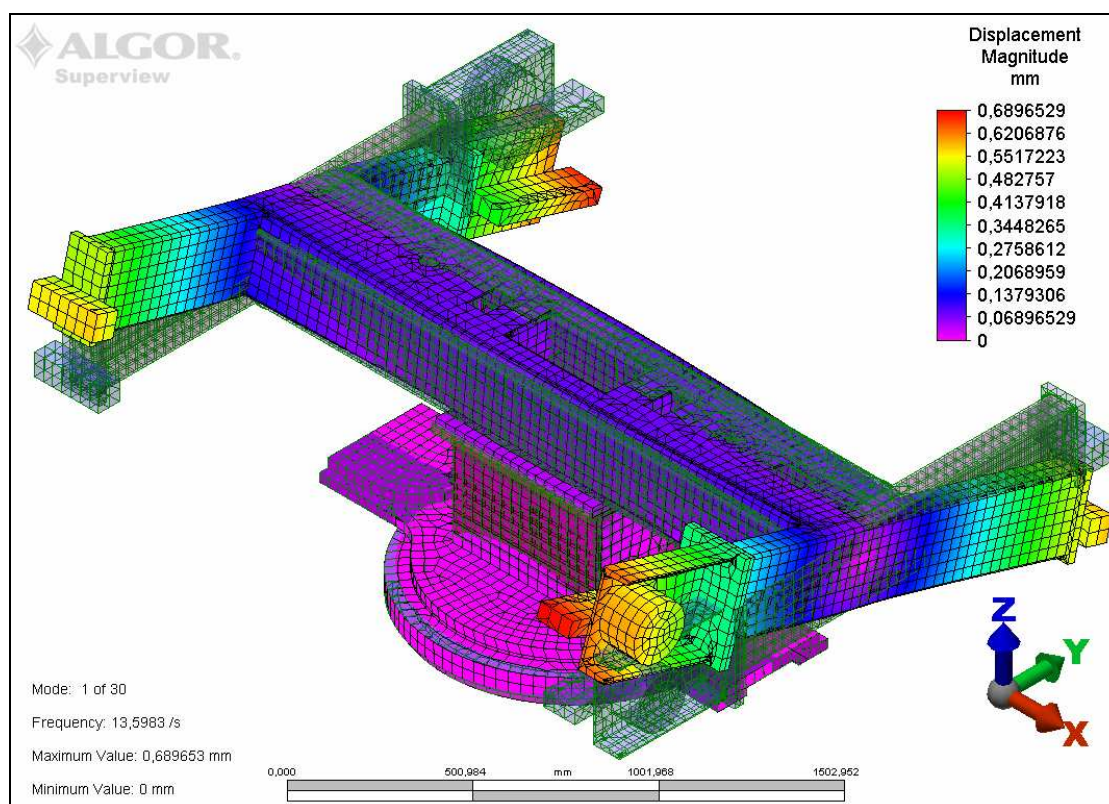


Obr. 2.18 Výpočtový model otočného stolu BSC ve standardním provedení pro modální analýzu (druhé těleso o hmotnosti svařovacího přípravku na obrázku skryto)

Modální analýza je provedena v rozsahu 0 až 1000 Hz a je hledáno prvních třicet vlastních frekvencí.

Tab. 2.6 Nalezené vlastní frekvence

Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)
1.	13,6	11.	105,5	21.	242,0
2.	21,0	12.	109,3	22.	248,8
3.	24,6	13.	132,1	23.	268,6
4.	29,9	14.	141,6	24.	273,4
5.	31,8	15.	174,4	25.	284,4
6.	34,0	16.	160,8	26.	292,0
7.	39,9	17.	165,5	27.	295,7
8.	50,3	18.	166,5	28.	318,1
9.	50,9	19.	192,0	29.	324,7
10.	57,9	20.	225,7	30.	337,6



Obr. 2.19 První vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 13,6$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar (na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

Otočný stůl nevykonává rychlé pohyby, proto velikost první vlastní frekvence (13,6 Hz) je dostatečně vysoká. Velikost otáček otoče ($8,56 \text{ min}^{-1} = 0,143 \text{ s}^{-1}$) a pastorku pohonu otáčení ($48,72 \text{ min}^{-1} = 0,812 \text{ s}^{-1}$) nemohou přivést otočný stůl do rezonance. Rychlé

pohyby vykonávají pouze části pneumatických upínačů na svařovacím přípravku. Ty však mají hmotnost kolem 1 kg, takže nemají na dynamické chování otočného stolu zásadní vliv.

2.5.3 Zhodnocení výsledků

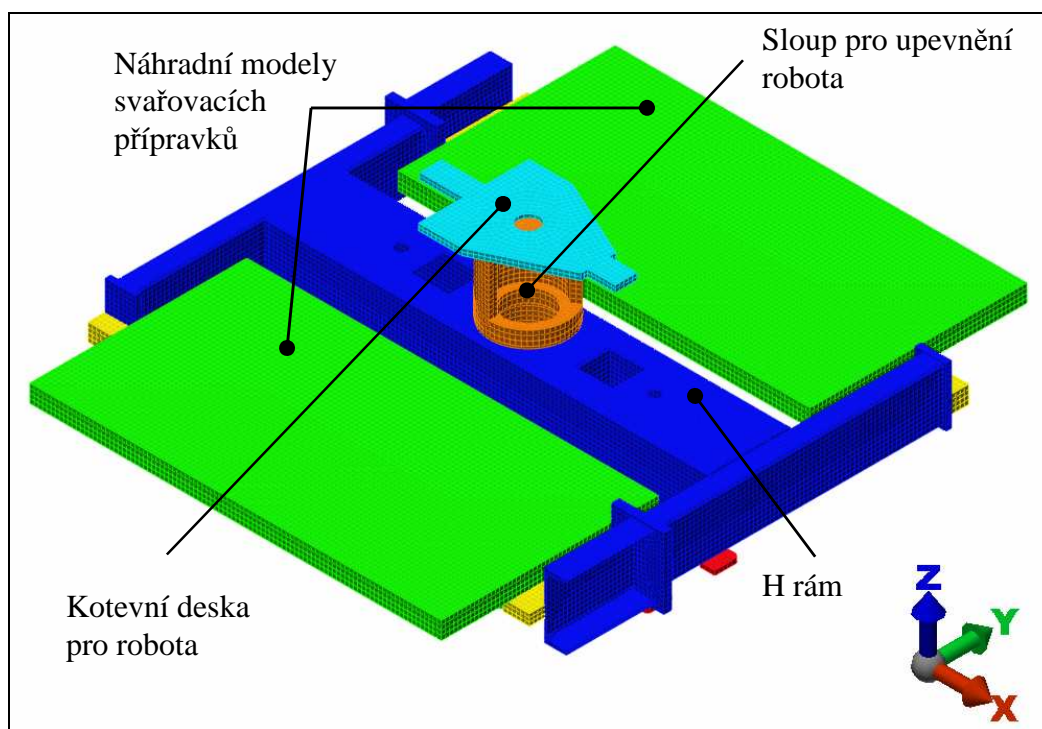
Z celkového pohledu konstrukce otočného stolu BSC ve standardním provedení vykazuje při statické analýze malé hodnoty mechanického napětí a malé deformace (resp. vysoké tuhosti). To znamená, že konstrukce je relativně naddimenzována.

Modální analýza rovněž neodhalila zásadní problémy konstrukce. Naopak potvrdila její vysokou tuhost. Velikost první vlastní frekvence (13,6 Hz) je obvyklá pro takto složité a rozměrné strojní zařízení. V dalším konstrukčním návrhu by se neměla tato první vlastní frekvence příliš snižovat, aby byla zachována dostatečná dynamická tuhost konstrukce a nebylo ohroženo její dynamické chování.

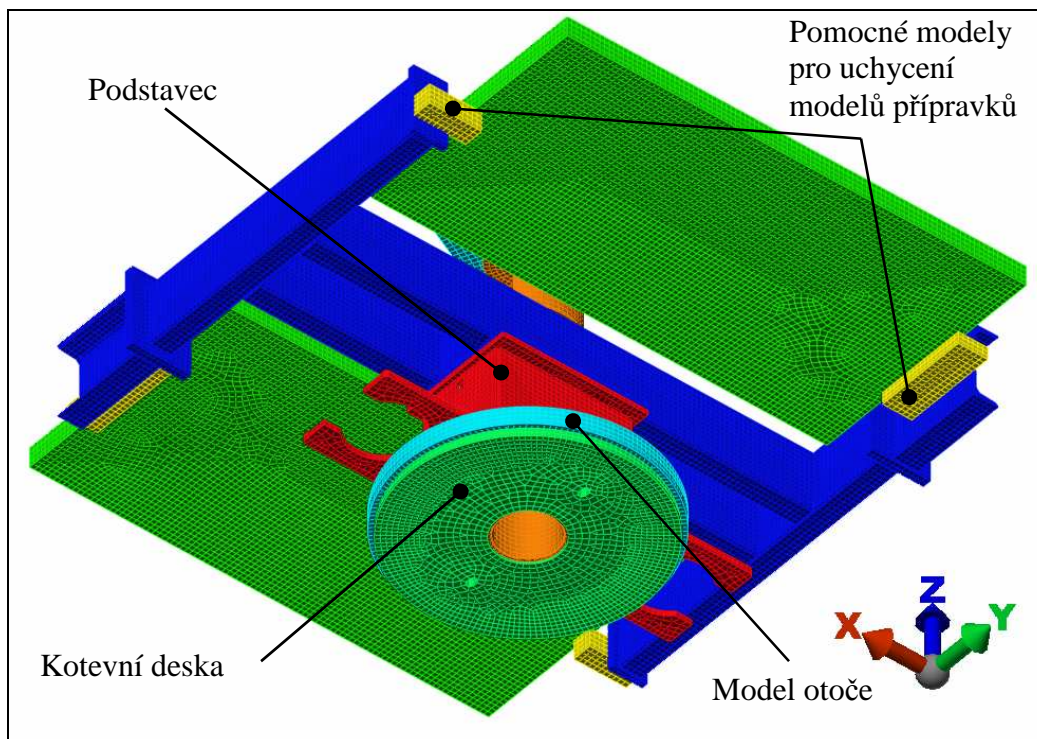
2.6 Analýzy mechanických vlastností otočného stolu BSC s robotem uprostřed

2.6.1 Statická analýza

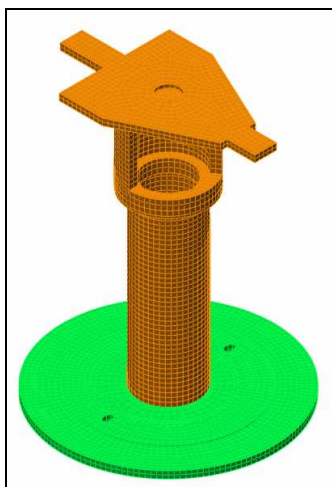
Výpočtový model opět zahrnuje jen nosné prvky konstrukce otočného stolu BSC s robotem uprostřed, tj. H rám, podstavec, otoč, kotevní deska, sloup a kotevní deska pro robota (obr. 2.20 a 2.21). Nosná konstrukce je znovu zatížena dvěma náhradními modely svařovacích přípravků o hmotnosti 1200kg. Přidán je sloup pro upevnění svařovacího robota (obr. 2.22), který je zatížen silovými účinky od pohybů robota.



Obr. 2.20 Výpočtový model otočného stolu BSC s robotem uprostřed pohled shora



Obr. 2.21 Výpočtový model otočného stolu BSC s robotem uprostřed pohled zezdola



Obr. 2.22 Výpočtový model sloupu

Tab. 2.7 Počet jednotlivých prvků výpočtového modelu

Typ prvku	Počet prvků
Brick	113 028
Wedge	7 510
Pyramid	38 774
Tetrahedra	74 285

Okrajové podmínky a zjednodušení modelu jsou stejné jako u modelu otočného stolu BSC ve standardním provedení (viz kapitola 2.5.1).

Robot při pohybu během svařování zatěžuje sloup silami a momenty, které odpovídají jeho dynamickým účinkům. Výpočet je potom proveden pro extrémní případ, kdy působí najednou všechny síly i momenty. Tento stav však v praxi nikdy nenastane.

Tab. 2.8 Velikosti sil a momentu zatěžující sloup
(hodnoty udávané výrobcem robota)

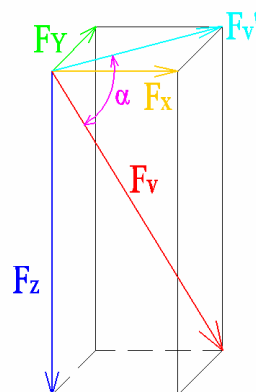
Síly a momenty	Hodnota
F_X	1600N
F_Y	1600N
F_Z	- 4100N
M_X	2000N·m
M_Y	2000N·m
M_Z	350N·m

Pro výpočet je potom nutné určit hodnotu výsledné síly, která sloup zatěžuje a bude do výpočtu zadána. Síly jsou potom zadány do stykových míst robota a kotevní desky robota.

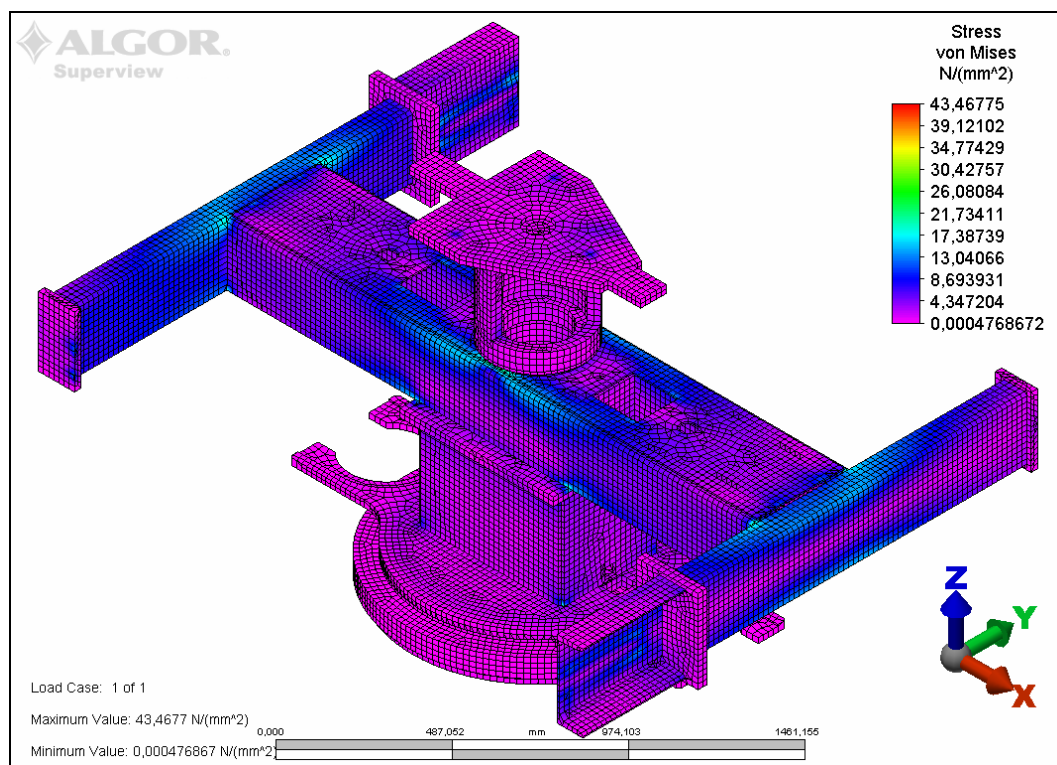
$$F_{v'} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 2262,7N$$

$$F_v = \sqrt{F_{v'}^2 + F_z^2} = 4682,9N$$

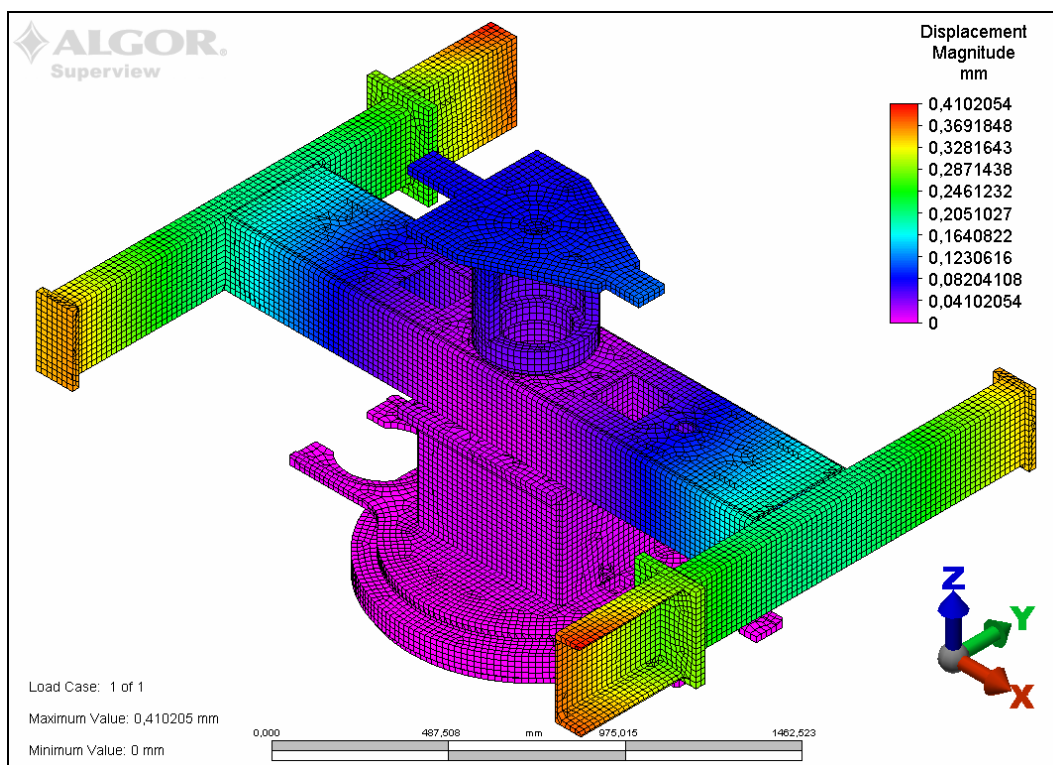
$$\alpha = \arccos \frac{F_{v'}}{F_v} = 61^\circ 6'$$



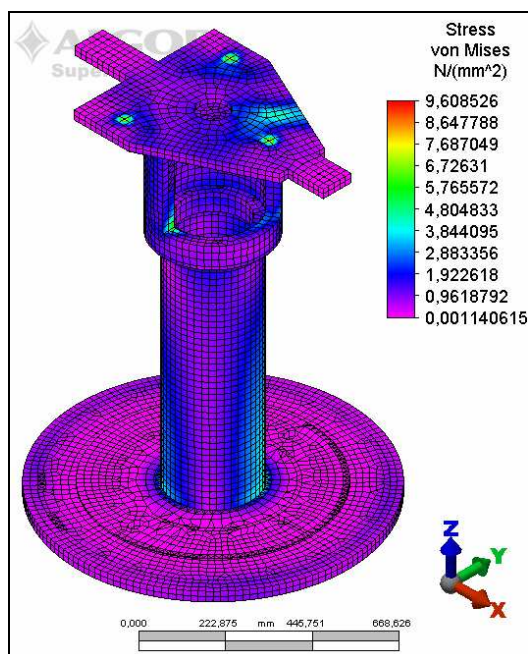
Obr. 2.23 Schéma zatěžujících sil



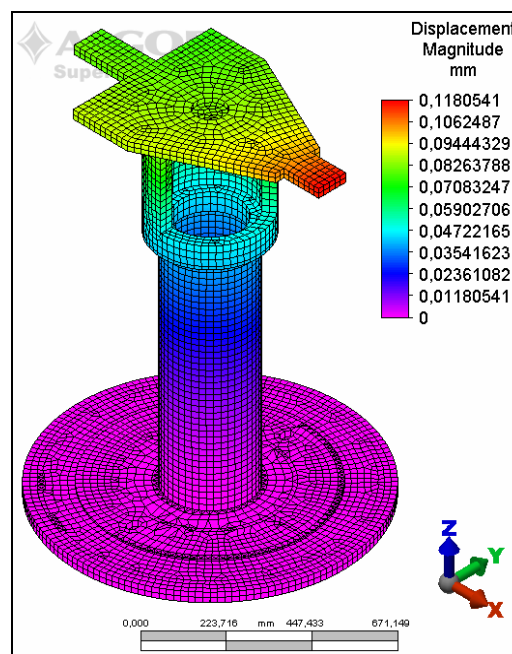
Obr. 2.24 Rozložení napětí podle hypotézy H.M.H. v nosných prvcích otočného stolu
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)



Obr. 2.25 Deformace nosných prvků otočného stolu – celkové posuvy
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)



Obr. 2.26 Rozložení napětí podle hypotézy
H.M.H. sloupu pro robota



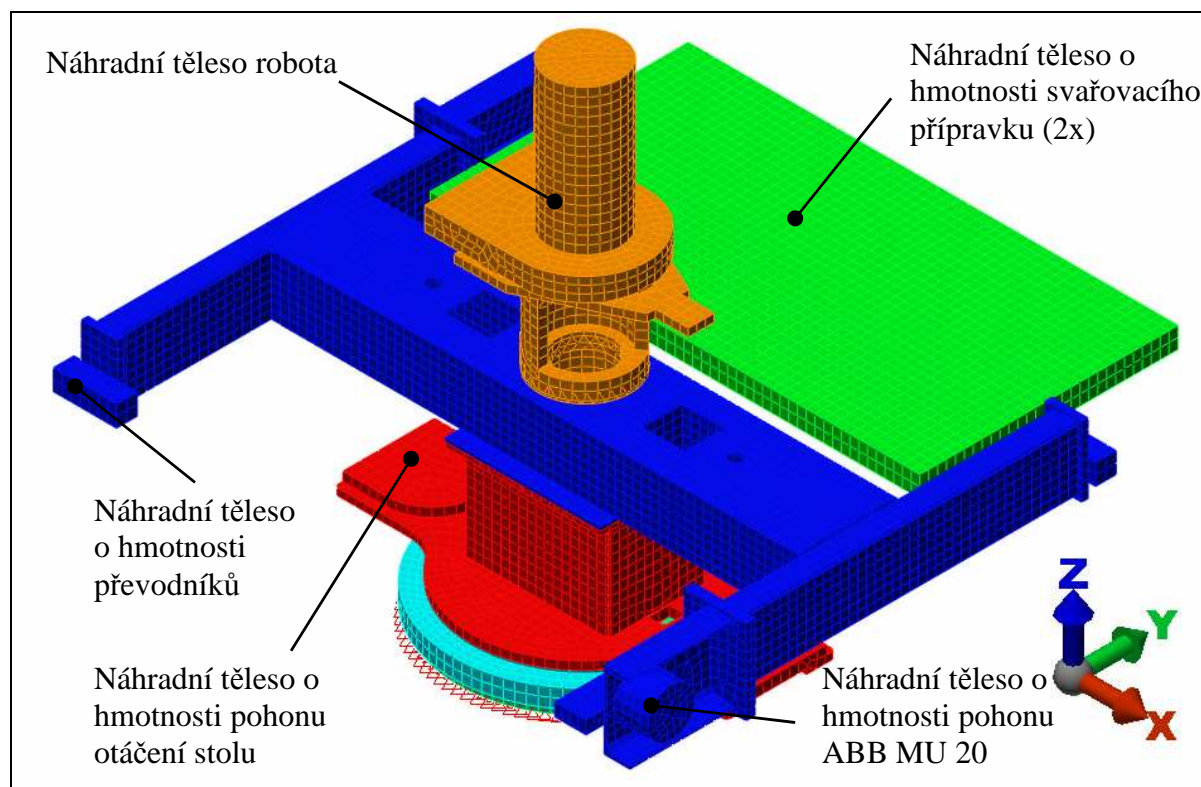
Obr. 2.27 Deformace sloupu pro robota
– celkové posuvy

Materiál nosných prvků konstrukce je opět ocel 11 373, jejíž mez únavy v ohybu je 140 MPa a v krutu 100 MPa. Zjištěné hodnoty mechanického napětí (maximálně 43 MPa) jsou méně než poloviční v porovnání s mezí únavy použité oceli. Konstrukce je tedy zhotovena s dostatečnou mírou bezpečnosti.

Deformace konců ramen H rámu dosahují hodnot desetin milimetru (maximální hodnota činí 0,4102 mm). Z toho vyplývá jeho dostatečná tuhost, která je nutná pro přesnost výroby svařenců automobilových dílů ve svařovacím přípravku. Podstavec i sloup pro robota vykazují deformace v setinách milimetru, z toho plyne jejich vysoká tuhost.

2.6.2 Modální analýza

Výpočtový model pro modální analýzu (obr. 2.28) vychází z výpočtového modelu pro statickou analýzu. Jsou z něho odstraněny všechny zatěžující silové účinky a naopak jsou přidány tělesa odpovídající svojí hmotností některým zařízením upevněným na otočném stole (např. pohon otáčení stolu okolo svislé osy, pohon ABB MU 20 s harmonickou převodovkou, apod.). Robot je nahrazen tělesem, které má s robotem totožnou polohu těžiště i hmotnost. Zjednodušení a okrajové podmínky zůstávají stejné jako o výpočtového modelu pro statickou analýzu.



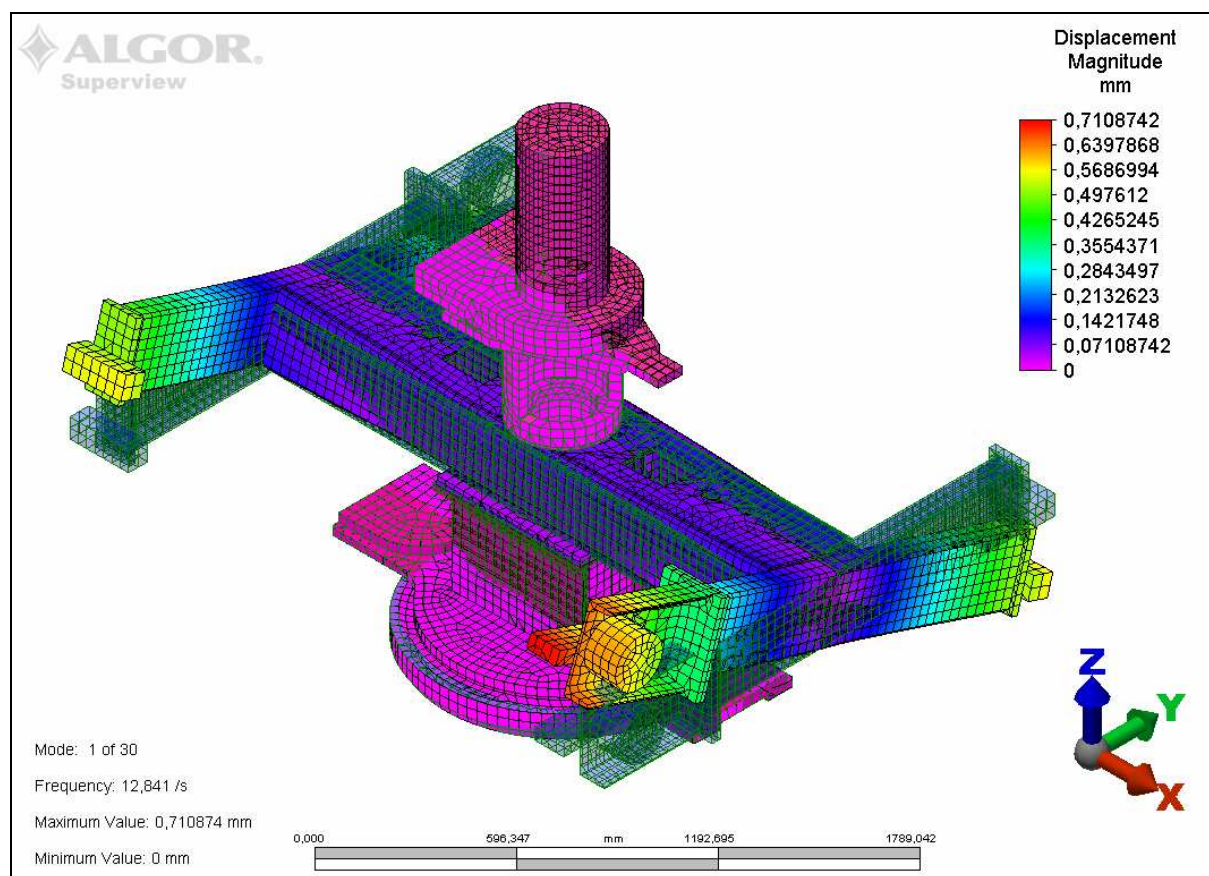
Obr. 2.28 Výpočtový model otočného stolu BSC v provedení s robotem uprostřed pro modální analýzu (druhé těleso o hmotnosti svařovacího přípravku na obrázku skryto)

Modální analýza je provedena v rozsahu 0 až 1000 Hz a je hledáno prvních třicet vlastních frekvencí.

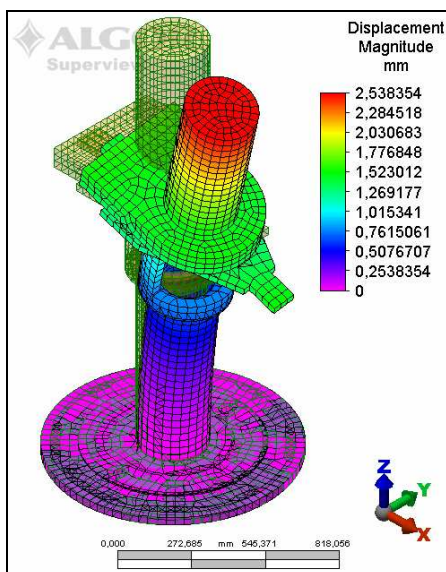
Tab. 2.9 Nalezené vlastní frekvence

Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)
1.	12,8	11.	48,5	21.	180,1
2.	17,4	12.	51,7	22.	211,4
3.	23,4	13.	59,2	23.	221,9
4.	27,2	14.	101,6	24.	226,3
5.	28,7	15.	107,1	25.	239,1
6.	31,4	16.	136,3	26.	251,0
7.	37,4	17.	143,9	27.	261,3
8.	43,4	18.	150,8	28.	264,0
9.	44,0	19.	157,6	29.	272,4
10.	47,9	20.	171,5	30.	296,8

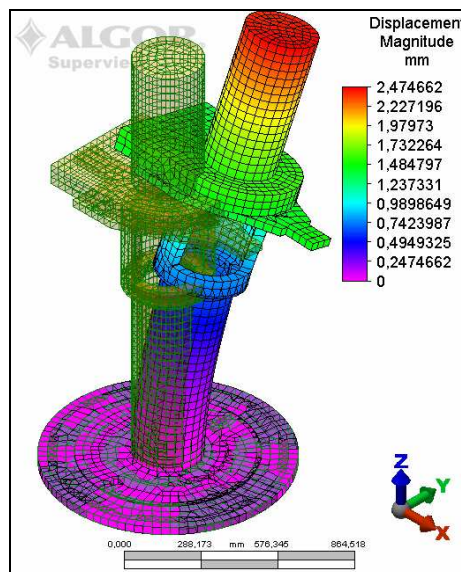
Červeně označené vlastní frekvence odpovídají vlastním tvarům kmitů nosného sloupu robota.



Obr. 2.29 První vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 12,8$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar (na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 2.30 Vlastní tvar kmitu pro vlastní frekvenci $\Omega = 43,4$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar

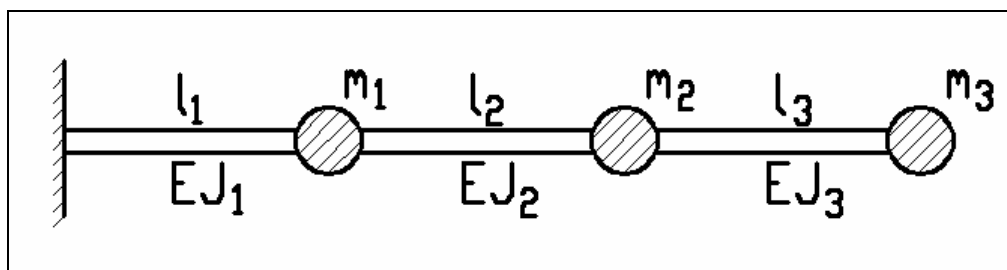


Obr. 2.31 Vlastní tvar kmitu pro vlastní frekvenci $\Omega = 44,0$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar

Hodnota první vlastní frekvence (12,8 Hz) je vzhledem k tomu, že otočný stůl nevykonává rychlé pohyby, přiměřeně vysoká. Otáčky otoče ($8,56 \text{ min}^{-1} = 0,143 \text{ s}^{-1}$) a pastorku pohonu otáčení ($48,72 \text{ min}^{-1} = 0,812 \text{ s}^{-1}$) nezpůsobují rezonanci otočného stolu. Jediné rychlé pohyby na otočném stole vykonávají pneumatické upínače o hmotnosti do 1 kg, a z tohoto důvodu nemají na dynamické chování otočného stolu vliv. Oproti standardní variantě je znát určitý pokles hodnoty tuhosti konstrukce, který je dán zeslabením nosníků H rámu v místě průchodu sloupu pro upevnění robota.

2.6.3 Výpočet vlastních frekvencí ohybových kmitů sloupu pro robota uprostřed metodou přenosových matic

Pro výpočtový model je zvoleno dělení sloupu na tři úseky, tj. tři poddajné části a tři tuhé hmoty. Upevnění sloupu v kotevní desce je uvažováno jako absolutně tuhé.



Obr. 2.32 Výpočtový model sloupu pro metodu přenosových matic

Tab. 2.10 Parametry jednotlivých úseků

m_1 (kg)	50,8	l_1 (m)	0,4225	E_1 (Pa)	$2,1 \cdot 10^{11}$	J_1 (m ⁴)	$1,85 \cdot 10^{-4}$
m_2 (kg)	50,8	l_2 (m)	0,4225	E_2 (Pa)	$2,1 \cdot 10^{11}$	J_2 (m ⁴)	$1,85 \cdot 10^{-4}$
m_3 (kg)	373,7	l_3 (m)	0,620	E_3 (Pa)	$2,1 \cdot 10^{11}$	J_3 (m ⁴)	$4,98 \cdot 10^{-4}$

Přenosové matice poddajné části **N** a tuhé hmoty **B** pouze pro výpočet vlastních frekvencí:

$$N(i, \omega) := \begin{bmatrix} 1 & l_i & \frac{(l_i)^2}{2 \cdot E_i \cdot J_i} & \frac{(l_i)^3}{6 \cdot E_i \cdot J_i} \\ 0 & 1 & \frac{l_i}{E_i \cdot J_i} & \frac{(l_i)^2}{2 \cdot E_i \cdot J_i} \\ 0 & 0 & 1 & l_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad B(i, \omega) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m_i \cdot \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Dále zavedeme přenosovou matici **A**, která vyjadřuje přenos parametrů přes jedno pole dělení nosníku. Index **i** značí počet dělení nosníku na úseky, **ω** značí zkoumanou frekvenční oblast.

$$A(i, \omega) := B(i, \omega) \cdot N(i, \omega)$$

Celková přenosová matice přes celou dynamickou soustavu je pak dána vztahem:

$$C(\omega) := \prod_i A(i, \omega)$$

Zavedením stavových vektorů **z_i(ω)** pro vetknutý konec 0 a volný konec 3 dostáváme soustavu rovnic zapsanou v maticovém tvaru:

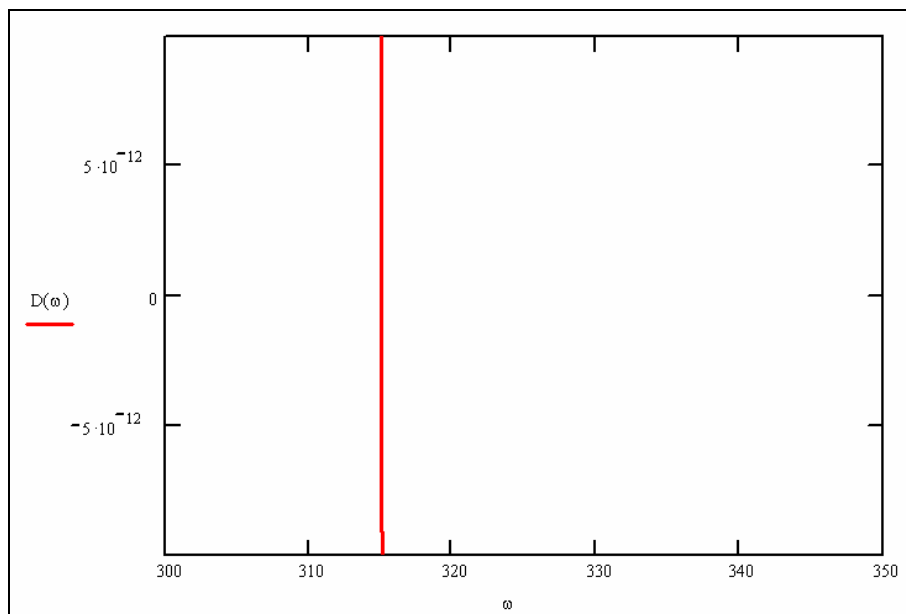
$$\begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ M_0 \\ T_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -w_3 \\ \psi_3 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Rozepsáním třetí a čtvrté rovnice této soustavy dostaneme:

$$\begin{aligned} C_{33} \cdot M_0 + C_{34} \cdot T_0 &= 0 \\ C_{43} \cdot M_0 + C_{44} \cdot T_0 &= 0 \end{aligned}$$

Netriviální řešení soustavy těchto dvou rovnic dostaneme ve tvaru:

$$D(\omega) := \left| \begin{pmatrix} C(\omega)_{3,3} & C(\omega)_{3,4} \\ C(\omega)_{4,3} & C(\omega)_{4,4} \end{pmatrix} \right| = C(\omega)_{3,3} \cdot C(\omega)_{4,4} - C(\omega)_{4,3} \cdot C(\omega)_{3,4} = 0$$



Obr. 2.33 Nalezená vlastní frekvence [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$] ohybových kmitů sloupu

Analytickým výpočtem byla zjištěna vlastní frekvence ohybových kmitů sloupu $315 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$, což odpovídá hodnotě 50,1 Hz.

2.6.4 Zhodnocení výsledků

Celkově dosahuje konstrukce otočného stolu BSC s robotem uprostřed relativně malých hodnot jak mechanického napětí, tak i deformací. Je tedy vysoce tuhá a poměrně naddimenzovaná.

Při modální analýze nebyly odhaleny žádné zásadní problémy konstrukce. Hodnota první vlastní frekvence (12,8 Hz) je obdobná jako u standardní varianty otočného stolu. V dalším konstrukčním návrhu by nemělo dojít k výraznému snížení hodnoty první vlastní frekvence otočného stolu. U sloupu by bylo dobré vlastní frekvenci (43,4 Hz) zvýšit, protože svařovací robot má rameno dlouhé 2,4m a i drobné chvění způsobuje velké výchylky koncové bodu ramene, kde je svařovací hořák, což může vést k nestabilitě při svařování. Pro zcela objektivní posouzení by bylo nutné provést simulace dynamických účinků v časové doméně s reálnými pohyby robota a reálnými dynamickými silami.

Hodnoty vlastní frekvence sloupu určené metodou konečných prvků (43,4 Hz) i metodou přenosových matic (50,1 Hz) jsou srovnatelné (liší se o hodnotu 6,7 Hz, tj. 15,43%). Z toho můžeme usoudit správné provedení výpočtu metodou konečných prvků.

3. Návrhy konstrukčního řešení otočných stolů BSC

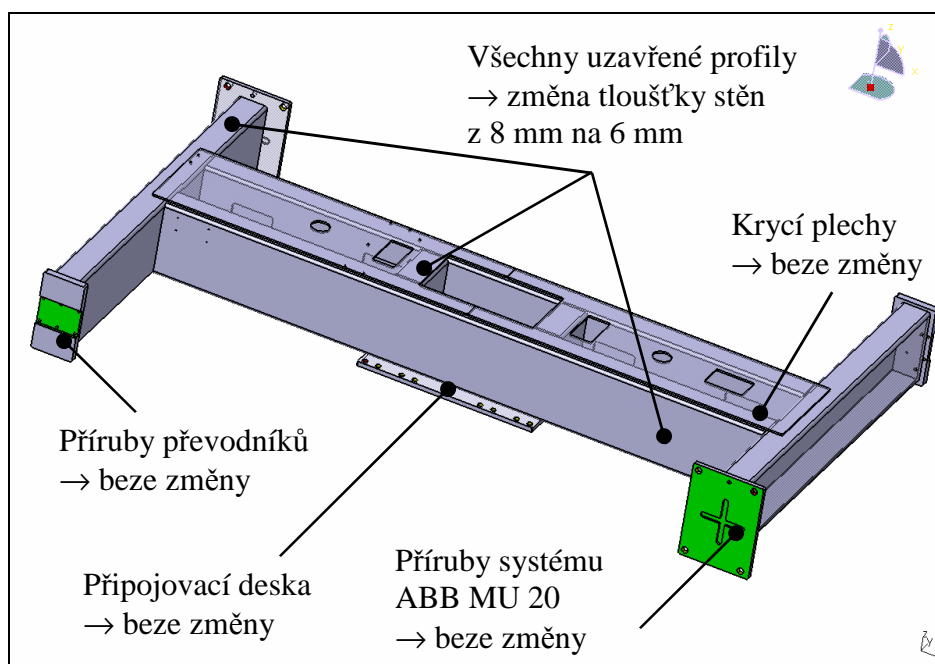
V kapitole představím 3 návrhy řešení otočných stolů BSC, z nichž je třetí varianta dle mého soudu nejvýhodnější, a proto ji dále rozpracovávám.

V první variantě návrhu by tvořily nosné prvky konstrukce otočných stolů odlitky. Toto provedení je vhodnější pro velké série vzhledem ke složitosti a rozměrnosti odlitků (modelů). Hlavní nevýhodou této varianty je vysoká hmotnost (moment setrvačnosti), z níž plyne potřeba většího výkonu servomotorů, čímž se zvětší i jejich rozměry. Zároveň velká hmotnost může působit problémy v oblasti vlastních frekvencí, které by značně snížila. Nosné prvky konstrukce musí totiž pro zajištění přesnosti výroby vykazovat stejnou tuhost, jakou ukazují předchozí výpočty u svařenců. Otočné stoly se vyrábějí na zakázku, a to by vedlo ke komplikacím s dodávkou a technologickým zpracováním odlitků. Jejich dodací lhůty jsou mnohem delší oproti svařencům.

Druhá varianta návrhu předpokládá svařence jako nosné prvky konstrukce otočných stolů. Svařence jsou nosné prvky ověřené již z předchozího vývoje otočných stolů. Jsou dostatečně tuhé a mají nižší hmotnost než odlitky. Umožňují rovněž jednodušší variabilitu konstrukce otočných stolů. Tato koncepce by tedy navrhovala úplně novou konstrukci, která by si zachovala výhody a zároveň by se snažila odstranit drobné nevýhody současné konstrukce otočných stolů.

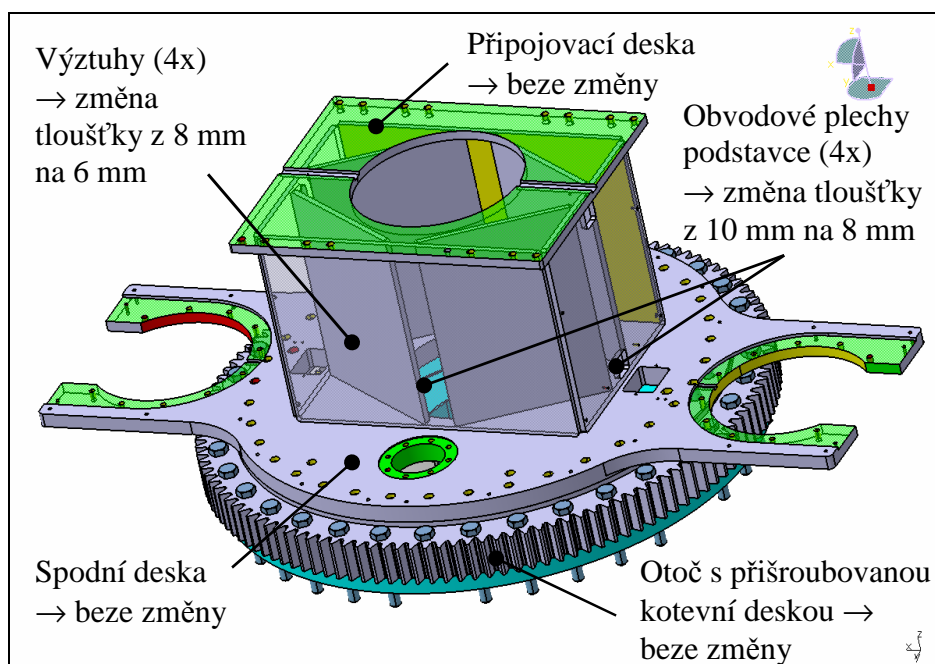
Třetí varianta vychází z optimalizace současného stavu otočných stolů pomocí konstrukčních úprav. Tento stav řešení otočných stolů je pevnostně i tuhostně vyhovující. Vytvářet úplně nové konstrukční řešení, by proto bylo zbytečné a neekonomické. Konstrukční úpravy budou vycházet z úběru materiálu na jednotlivých nosných prvcích konstrukce otočných stolů, což by mělo vést ke snížení výrobních nákladů na svařence otočných stolů.

3.1 Návrh konstrukčních úprav otočném stole BSC ve standardní variantě



Obr. 3.1 Konstrukční úpravy H rámu

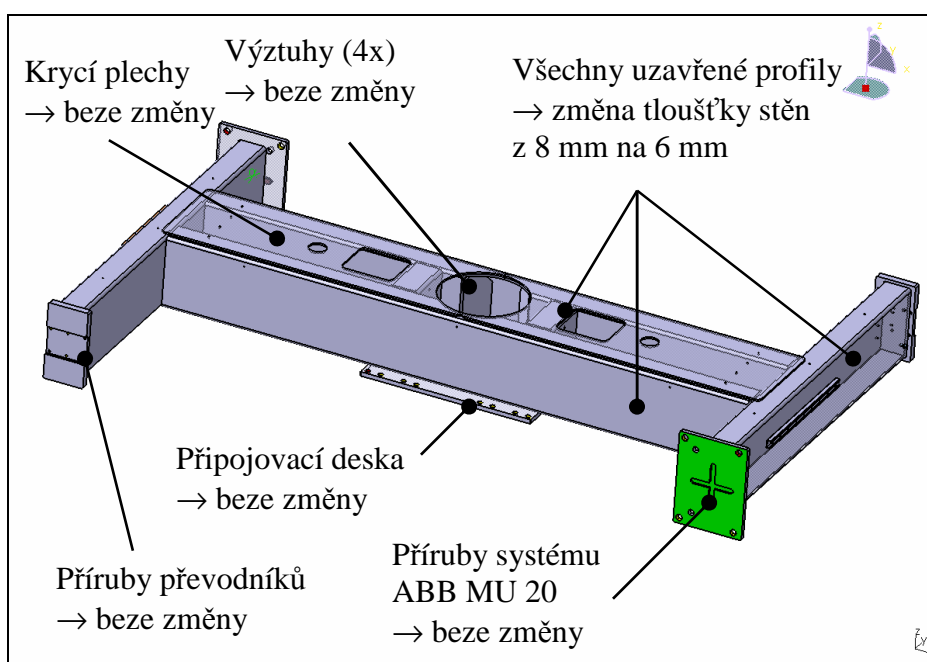
H rám (obr. 3.1) zůstane svařen z uzavřených profilů, protože ty jsou vhodné pro namáhání krutem. Konstrukční úprava se bude týkat změny tloušťky stěn těchto profilů. U současného konstrukčního řešení jsou použity profily o tloušťce stěny 8 mm, konstrukční úpravou je změna tloušťky na 6 mm. Připojovací deska, příruby pro připevnění převodníků a systému ABB MU 20 a krycí plechy zůstávají beze změn, aby zůstalo zachováno připevnění ostatních dílů na otočný stůl.



Obr. 3.2 Konstrukční úpravy podstavce

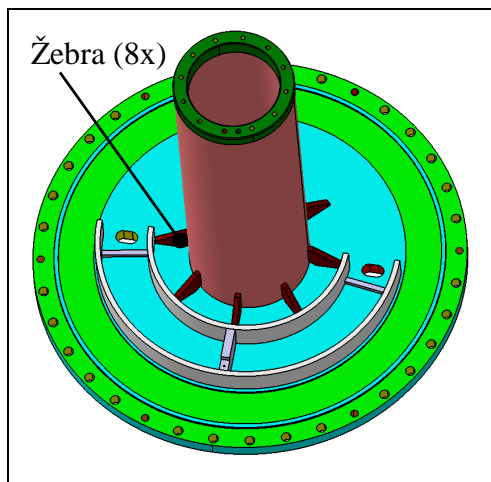
U podstavce (obr. 3.2) bude zachována konstrukce svařence z plechů. Současná tloušťka těchto plechů je 10 mm, ta bude zmenšena na 8 mm. Připojovací deska a spodní deska podstavce zůstanou zachovány beze změn, aby bylo možné připojení dalších dílů na otočný stůl. Rovněž zůstala splněna podmínka na minimální tloušťky stěny, která je dána výrobcem otoče. U kotevní desky nejsou provedeny konstrukční změny, protože je nutná její současná tloušťka (nutno zachovat délky závitů a minimální tloušťku stěny danou výrobcem otoče).

3.2 Návrh konstrukčních úprav na otočném stole BSC s robotem uprostřed



Obr. 3.3 Konstrukční úpravy H rámu

H rám (obr. 3.3) zůstane opět svařen z uzavřených profilů. Současné konstrukční řešení je provedeno s profily o tloušťce stěny 8 mm, ta se konstrukční úpravou snižuje na 6 mm. Připojovací deska, příruby pro připevnění převodníků a systému ABB MU 20, krycí plechy a výztuhy zůstávají beze změn (např. pro zachování délky závitů).



Obr. 3.4 Konstrukční úprava připevnění sloupu robota

Podstavec je stejného konstrukčního provedení jako u otočného stolu BSC ve standardní variantě (obr. 3.2). U kotevní desky je pouze provedena úprava připevnění sloupu pro robota (obr. 3.4). Toto připevnění je doplněno o osm žebér, které zvyšují jeho tuhost. Vlastní provedení sloupu zůstává beze změn.

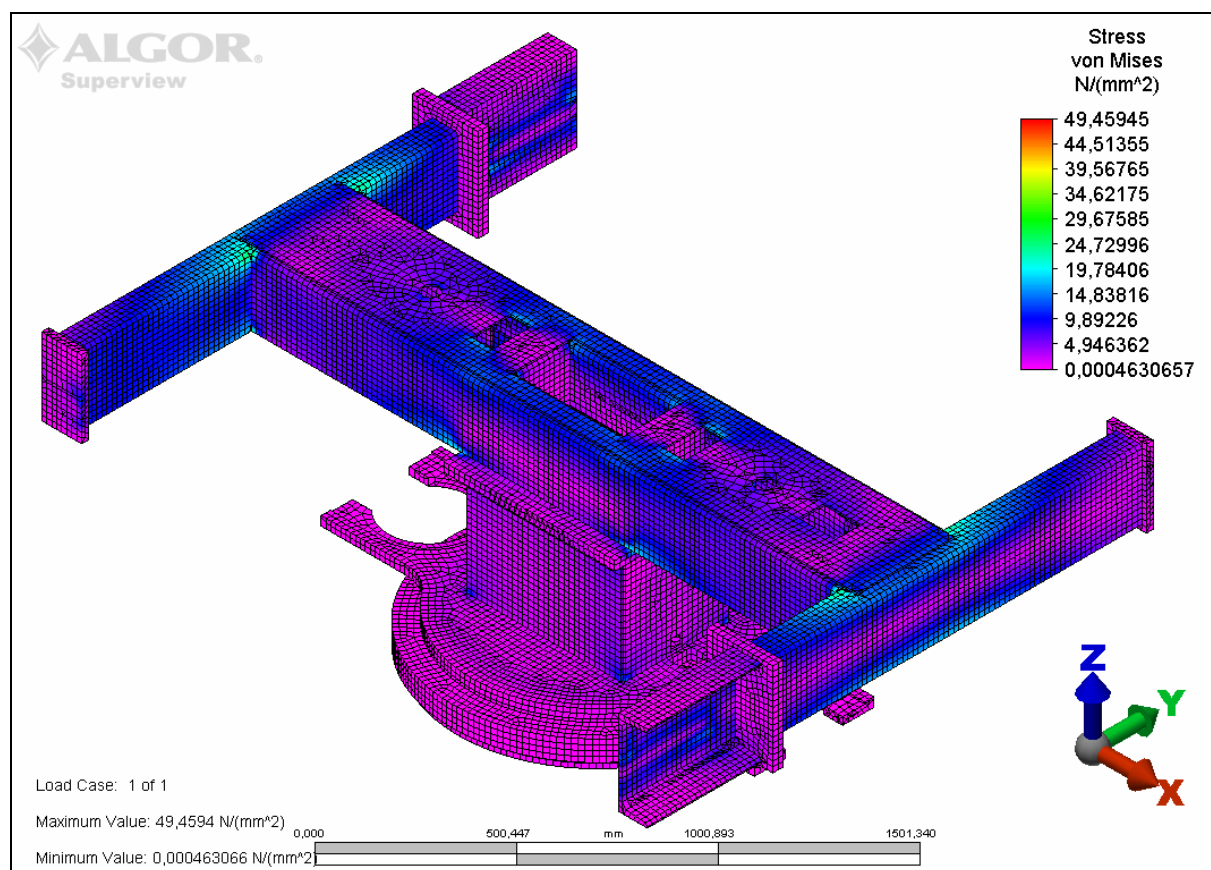
4. Mechanická analýza návrhu konstrukčního řešení otočných stolů BSC

V této kapitole se budu zabývat kontrolními výpočty a posouzením navrhovaných úprav otočných stolů. Bude zjištěno, zda mechanické napětí nepřekračuje povolené meze, jestli se výrazně nesnížila tuhost a první vlastní frekvence konstrukce.

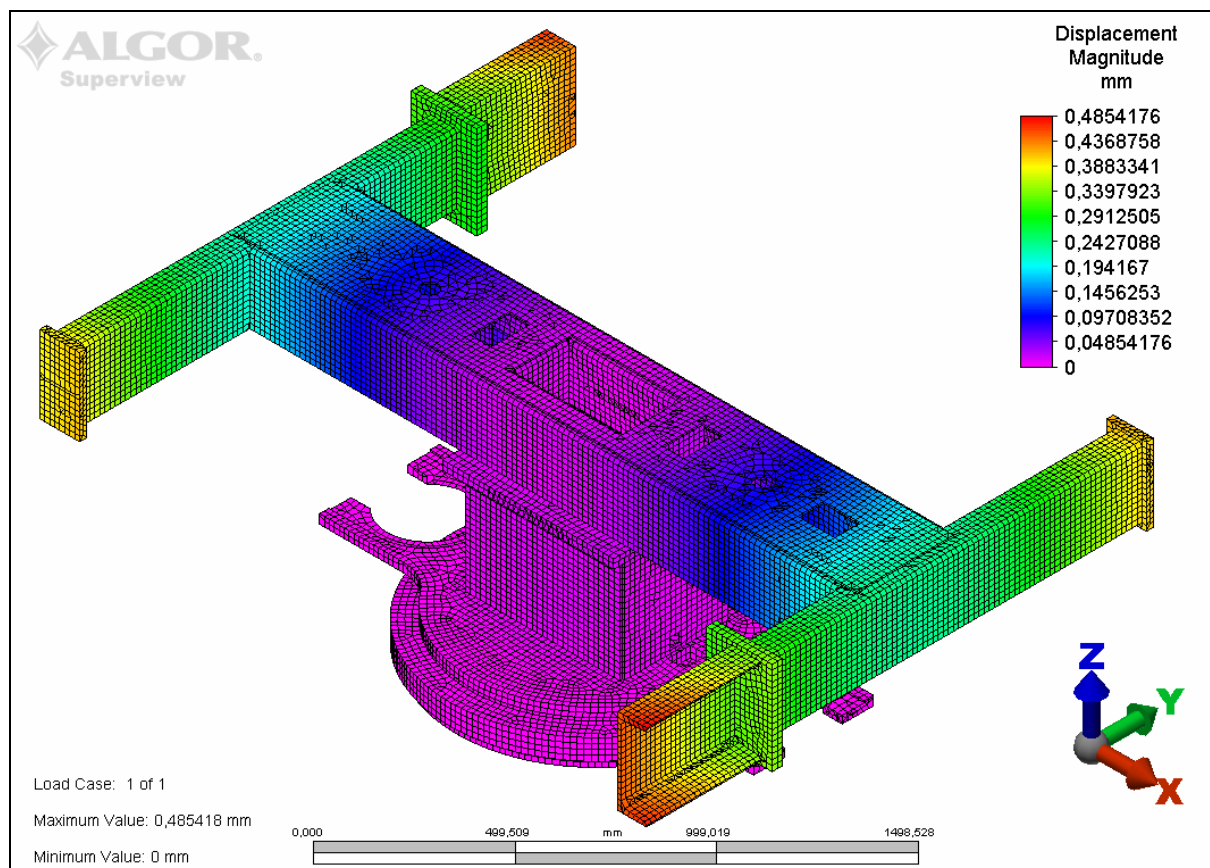
Pro analýzy budou použity totožné výpočtové modely a principy jako při analýzách současného stavu řešení otočných stolů (viz kapitola 2), jen do nich budou zahrnuty příslušné konstrukční úpravy. To pro výpočtové modely znamená totožný druh sítě a použité prvky, stejná náhrada šroubových spojů a svarů, stejná zjednodušení, totožné okrajové podmínky a zatížení. Proto není nutné znova popisovat přípravy výpočtových modelů ani uvádět jejich obrázky (viz kapitola 2).

4.1 Analýzy mechanických vlastností standardní varianty otočného stolu BSC

4.1.1 Statická analýza



Obr. 4.1 Rozložení napětí podle hypotézy H.M.H. v nosných prvcích otočného stolu (na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)



Obr. 4.2 Deformace otočného stolu – celkové posuvy
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)

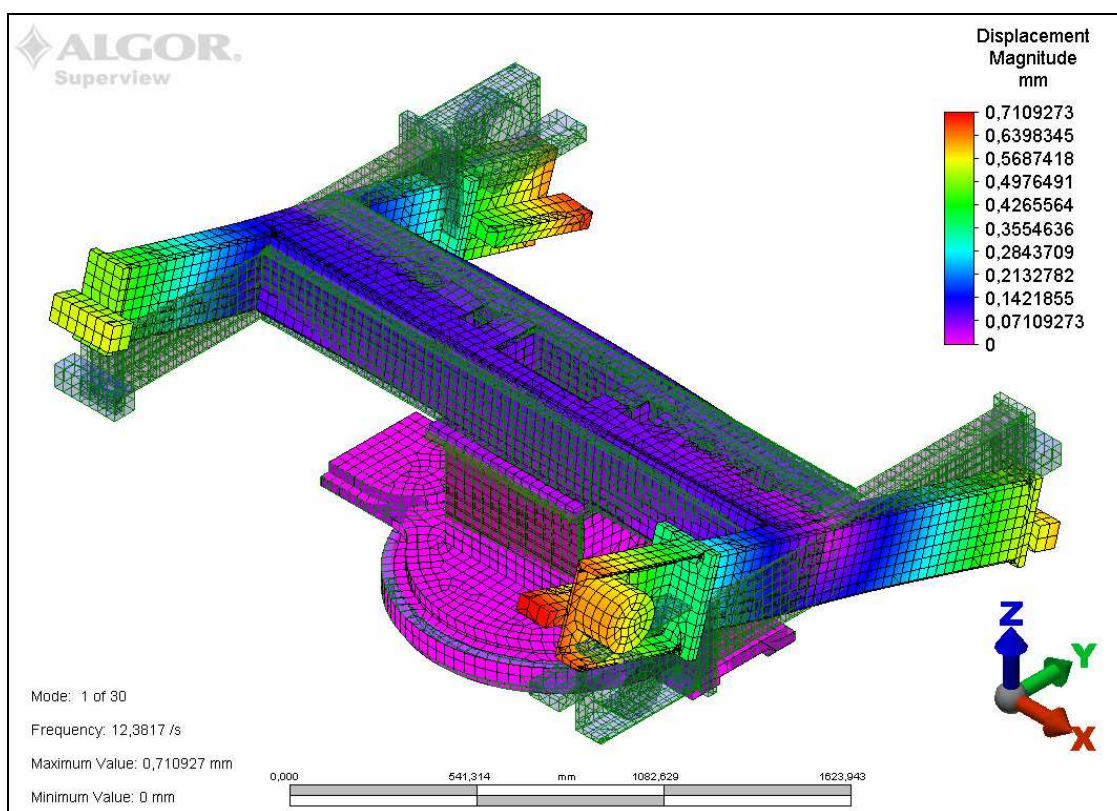
Vlivem konstrukčních úprav stoupla hodnota maximálního mechanického napětí cca o 13 MPa (maximálně 49,5 MPa). Přesto tato hodnota zůstává přibližně poloviční než jsou příslušné meze únavy v ohybu (140 MPa) a v krutu (100 MPa) pro použitou ocel 11 373, ze které jsou nosné prvky konstrukce zhotoveny. Nosné prvky konstrukce tedy i po úpravách dosahují dostatečné hodnoty bezpečnosti .

Hodnoty deformací konců ramen H rámu vykazují hodnoty o 0,1 mm vyšší (maximálně 0,4854 mm) než současný stav řešení. I přes toto zvýšení si nosná konstrukce stolu zachovává dostatečnou tuhost, která je požadována pro vysokou přesnost výroby svařenců automobilových dílů. Deformace podstavce zůstala téměř beze změn, tj. podstavec si zachovává vysokou tuhost.

4.1.2 Modální analýza

Tab. 4.1 Nalezených prvních třicet vlastních frekvencí

Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)
1.	12,4	11.	104,6	21.	185,7
2.	17,5	12.	108,7	22.	197,7
3.	22,9	13.	113,5	23.	214,5
4.	27,9	14.	125,9	24.	243,0
5.	29,2	15.	132,7	25.	257,0
6.	32,5	16.	113,0	26.	266,9
7.	37,0	17.	135,2	27.	278,0
8.	48,9	18.	135,4	28.	283,5
9.	50,1	19.	146,5	29.	284,4
10.	53,4	20.	159,6	30.	290,1

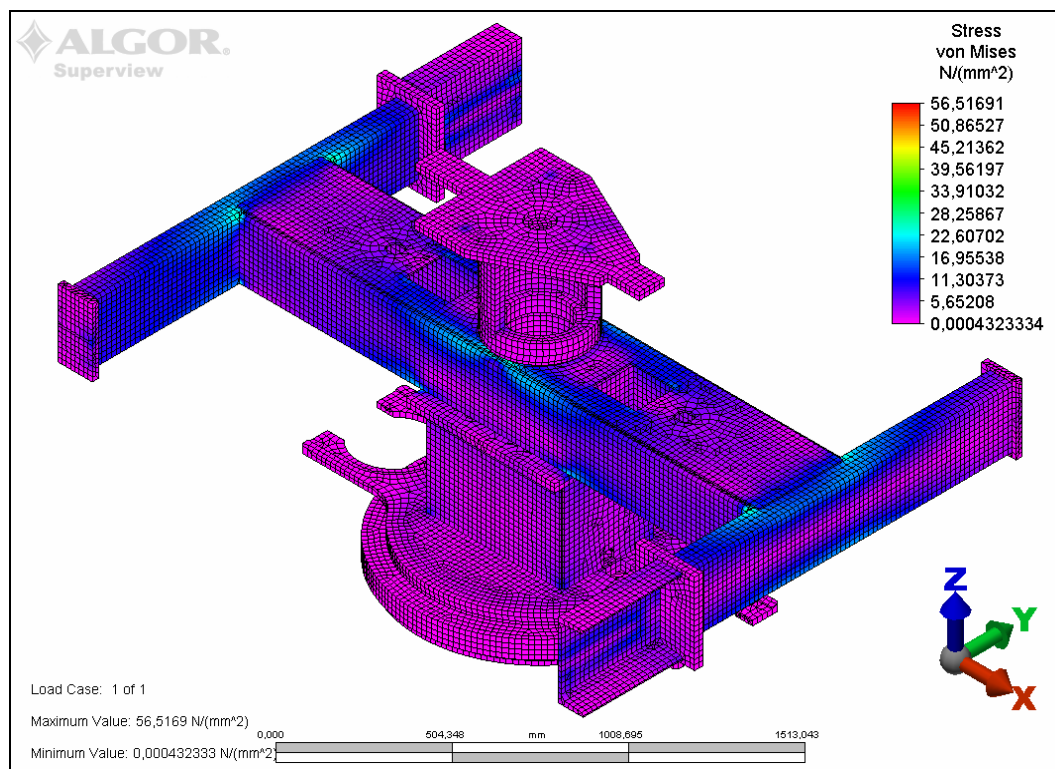


Obr. 4.3 První vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 12,4$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

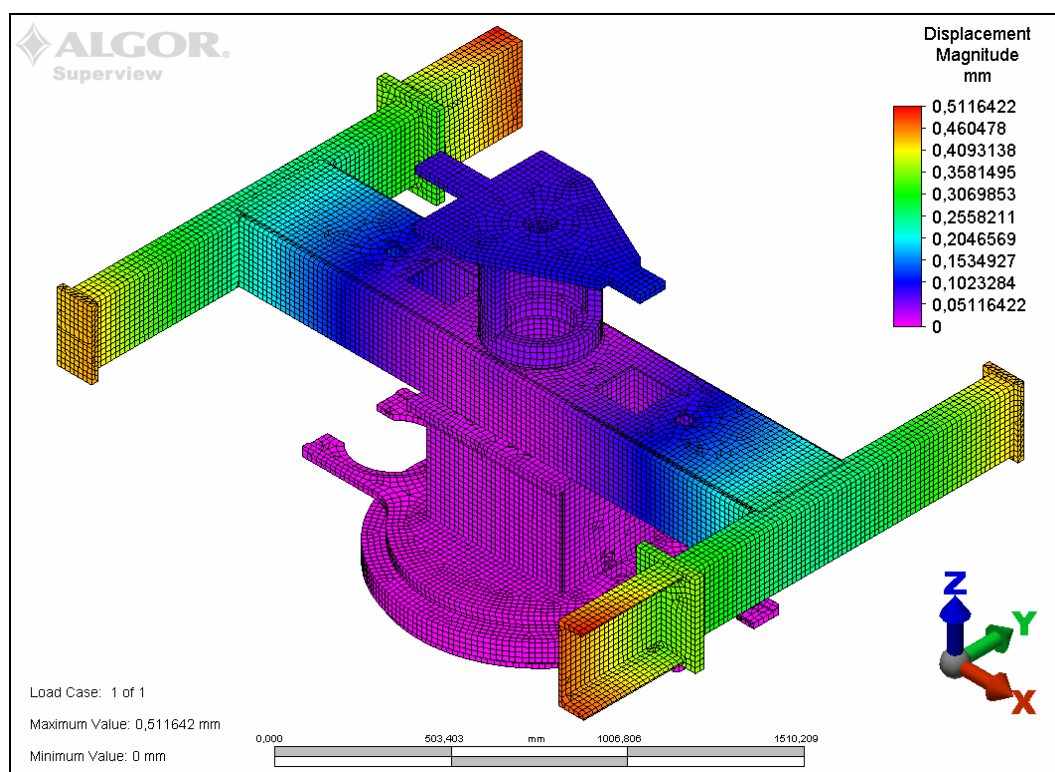
První vlastní frekvence se vlivem konstrukčních úprav snížila o 1,2 Hz na hodnotu 12,4 Hz, avšak i tato hodnota je dostatečně vysoká. Otáčky otoče ($8,56 \text{ min}^{-1} = 0,143 \text{ s}^{-1}$) ani pastorku pohonu otáčení ($48,72 \text{ min}^{-1} = 0,812 \text{ s}^{-1}$) nepřivedou otočný stůl do rezonance.

4.2 Analýzy mechanických vlastností otočného stolu BSC s robotem uprostřed

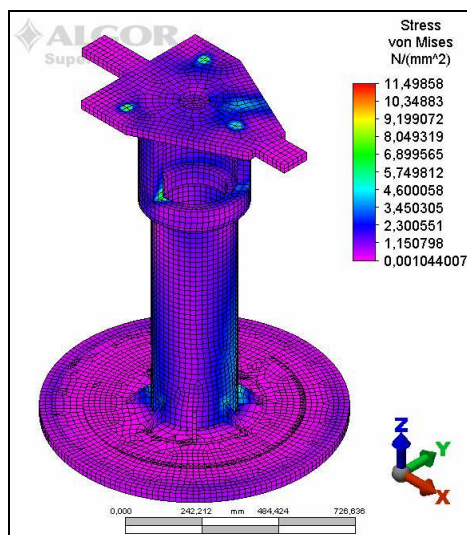
4.2.1 Statická analýza



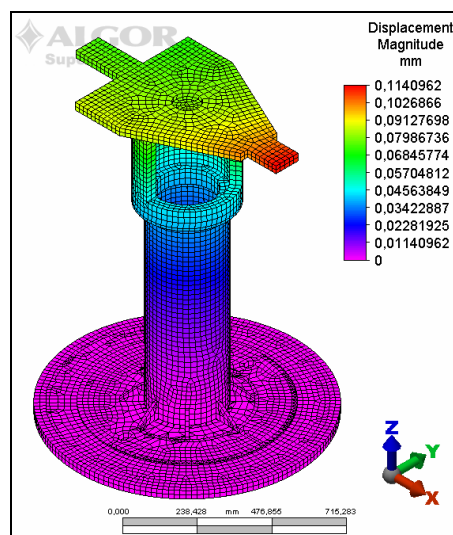
Obr. 4.4 Rozložení napětí podle hypotézy H.M.H. v nosných prvcích otočného stolu
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)



Obr. 4.5 Deformace nosných prvků otočného stolu – celkové posuvy
(na obrázku skryty náhradní modely svařovacích přípravků)



Obr. 4.6 Rozložení napětí podle hypotézy H.M.H. sloupu pro robota



Obr. 4.7 Deformace sloupu pro robota – celkové posuvy

Konstrukčními úpravami stoupla hodnota maximálního mechanického napětí na hodnotu 56,5 MPa, což je přibližně o 13 MPa více oproti současnému stavu. Ovšem i tato hodnota dosahuje zhruba velikosti poloviny mezí únavy použité oceli 11 373 (mez únavy v ohybu 140 MPa a v krutu 100 MPa). Hodnota bezpečnosti nosných prvků konstrukce stolu zůstává dostatečná. Přidání žeber nemá na hodnoty napětí sloupu vliv.

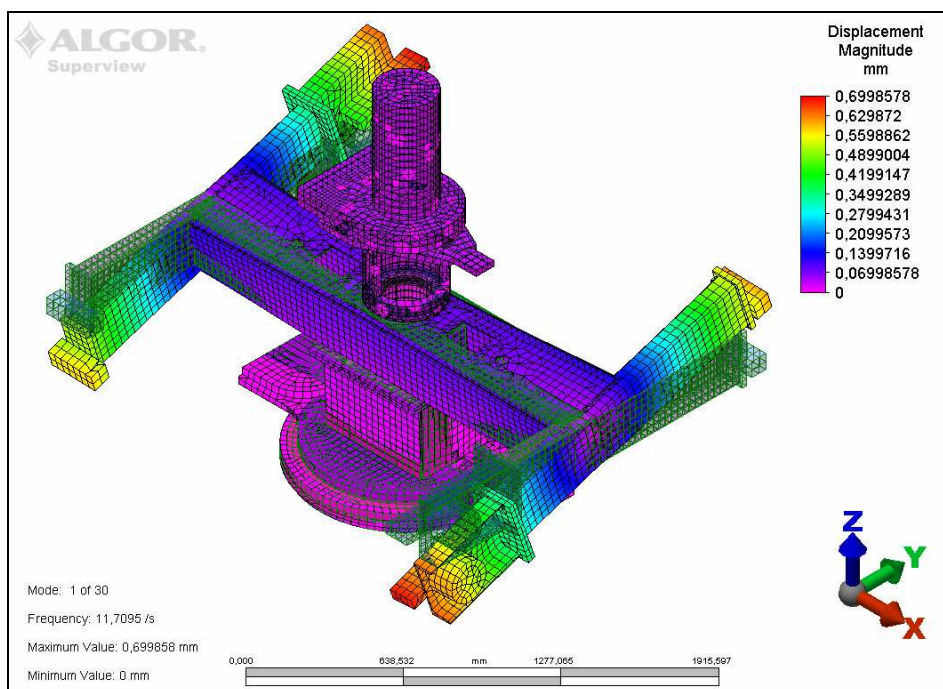
Deformace konců ramen H rámu je oproti současnému stavu řešení o 0,1 mm vyšší (maximálně 0,516 mm). Avšak i přes toto zvýšení je zaručena jeho dostatečná tuhost. Tuhost podstavce zůstala téměř stejná. U sloupu se vlivem konstrukční úpravy tuhost mírně zvýšila.

4.2.2 Modální analýza

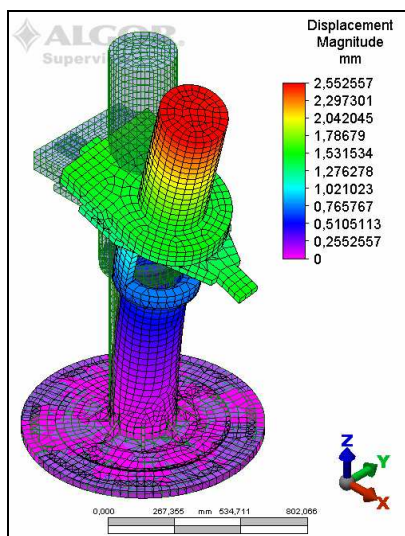
Tab. 4.2 Nalezených prvních třicet vlastních frekvencí

Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)	Vlastní frekvence	Velikost vlastní frekvence (Hz)
1.	11,7	11.	47,6	21.	160,1
2.	15,8	12.	47,7	22.	171,9
3.	21,4	13.	48,4	23.	182,4
4.	25,0	14.	100,8	24.	201,9
5.	26,7	15.	106,6	25.	224,8
6.	29,9	16.	121,3	26.	227,4
7.	33,6	17.	127,2	27.	239,6
8.	44,3	18.	142,8	28.	248,7
9.	45,0	19.	155,3	29.	252,6
10.	45,8	20.	156,5	30.	260,3

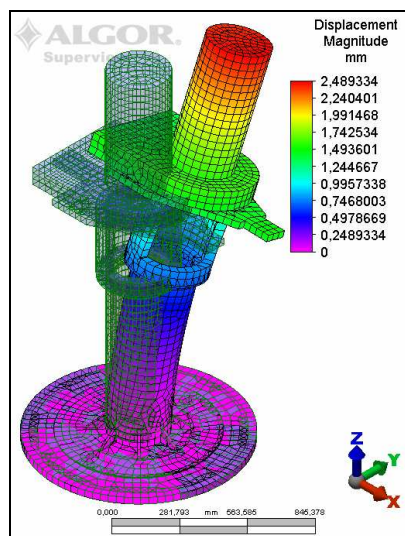
Červeně označené vlastní frekvence odpovídají vlastním tvarům kmitů nosného sloupu robota.



Obr. 4.8 První vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 11,7$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar (na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 4.9 Vlastní tvar kmitu pro vlastní frekvenci $\Omega = 44,3$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar



Obr. 4.10 Vlastní tvar kmitu pro vlastní frekvenci $\Omega = 45,0$ Hz, zelenou sítí zobrazen původní tvar

Vlivem konstrukčních úprav došlo ke snížení první vlastní frekvence o 1,1 Hz na hodnotu 11,7 Hz, ovšem i přesto je tato hodnota dostatečně vysoká, neboť stůl nevykonává rychlé pohyby. Otáčky otoče ($8,56 \text{ min}^{-1} = 0,143 \text{ s}^{-1}$) ani pastorku pohonu otáčení ($48,72 \text{ min}^{-1} = 0,812 \text{ s}^{-1}$) nevyvolávají rezonanci otočného stolu. Použití žebër zvýšilo vlastní frekvence sloupu v průměru o 1 Hz.

5. Zhodnocení provedených návrhů změn otočných stolů BSC

Provedené analýzy návrhů obou variant otočných stolů BSC neodhalily takové hodnoty mechanického napětí, které by překračovaly maximální dovolené meze únavy v krutu a ohybu pro ocel 11 373, z níž jsou nosné prvky otočných stolů navrženy. Naopak výsledky dosahují hodnot maximálně cca 52 MPa. Konstrukce si stále zachovává hodnotu koeficientu bezpečnosti minimálně 2.

Hodnoty deformací koncových částí H rámu jsou důležité pro přesnost výroby svařenců automobilových dílů ve svařovacím přípravku. U obou navržených variant se pohybují okolo 0,5 mm, což je dostatečná hodnota. Celkově jsou tedy oba návrhy variant z pevnostního hlediska vyhovující.

Obě navržené varianty vykazují hodnoty vlastních frekvencí cca 12 Hz, které jsou u strojních zařízení obdobného charakteru běžné. Proto jsou i z hlediska vlastních frekvencí návrhy změn konstrukčního řešení otočných stolů vyhovující. U varianty s robotem uprostřed došlo ke zvýšení vlastní frekvence sloupu o cca 1 Hz, což je přínosem.

Návrhy obou variant otočných stolů BSC mají cca o 98 kg nižší hmotnost oproti současnému stavu. Toto snížení hmotnosti povede k vyšší životnosti otoče, protože bude méně zatížena. Zároveň celá konstrukce stolů bude mít nižší moment setrvačnosti. Díky tomu ozubení pastorků a spoluzabírající otoče nebude tolik zatíženo a zvýší se u něho životnost.

Dále použití tenčích profilů a plechů sníží vstupní cenu materiálu svařenců otočných stolů cca o 7500 Kč.

Závěr

Náplní předkládané diplomové práce je mechanická analýza otočných stolů BSC ve standardní variantě a ve variantě s robotem uprostřed. Analýzy jsou provedeny metodou konečných prvků v programovém prostředí ALGOR a v možném případě je pro srovnání proveden analytický výpočet pomocí klasických metod mechaniky.

Obsah kapitoly č.1 seznamuje s vývojem konstrukce a se současným stavem otočných stolů. Naplňuje tak 1 stanovený cíl diplomové práce. Nad rámec je zde ještě uvedeno využití otočných stolů a popis na nich prováděných technologických operací.

Kapitoly č.2, 3 a 4 se zabývají mechanickou analýzou a návrhem konstrukčního řešení otočných stolů BSC. Nejprve je popsána a provedena příprava analýz. Pomocí výpočtů jsou zjištěny tyto mechanické vlastnosti: mechanické napětí, deformace a vlastní frekvence. Analyzován je nejprve současný stav řešení otočných stolů BSC. Na základě výsledků jsou vyhotoveny varianty návrhů otočných stolů BSC. Realizována je varianta, která provádí pouze konstrukční úpravy na současném stavu řešení, jelikož ten je pevnostně vyhovující. Z tohoto důvodu není nutné zrealizovat úplně nové návrhy konstrukčních řešení otočných stolů BSC. Všechny výpočty jsou provedeny pro maximální zatížení konstrukce otočných stolů. Tyto kapitoly svým obsahem naplňují 2 a 3 cíl diplomové práce.

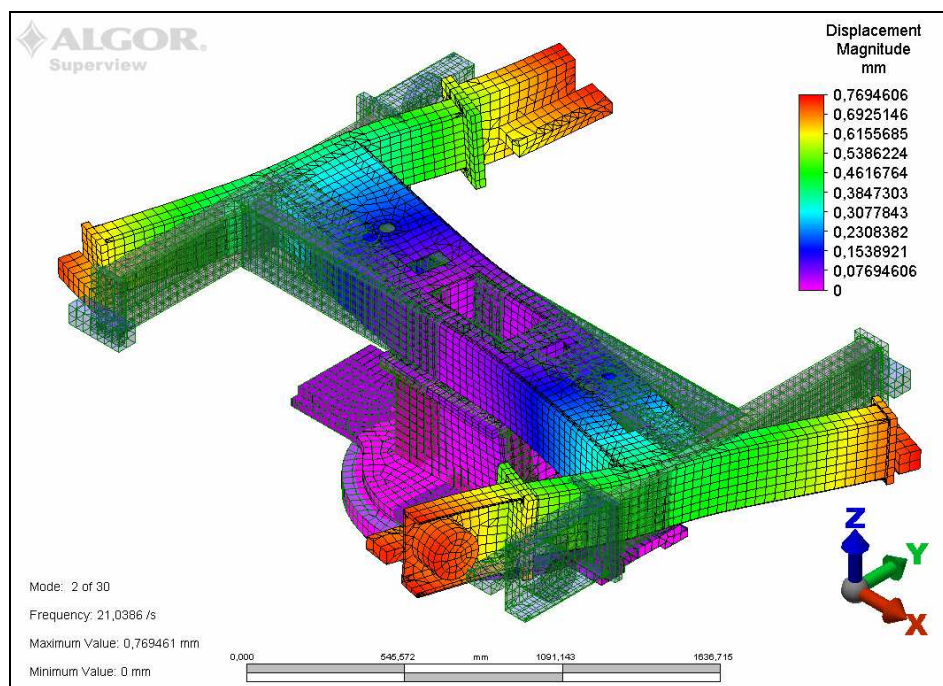
Zodpovězení cílu 4 přísluší kapitolám č.4 a 5. K provedení zhodnocení návrhů jsou vypracovány jejich mechanické analýzy. Vyhotovené návrhy byly na základě těchto mechanických analýz shledány vyhovujícími. V závěrečném zhodnocení jsou ještě uvedeny další klady, které přinesly konstrukční úpravy současného stavu.

Použitá literatura

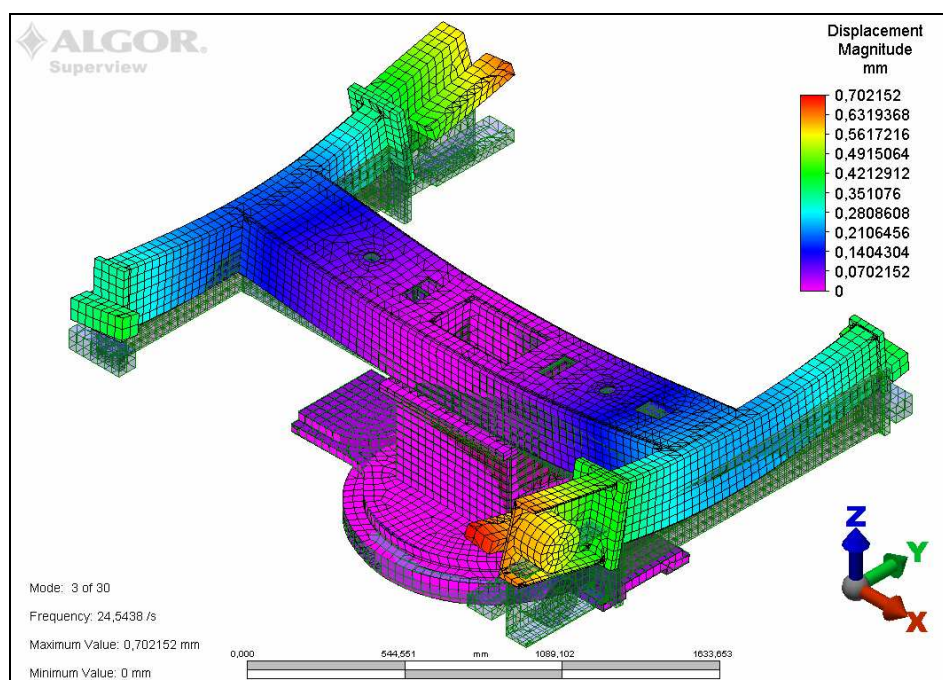
- /1/ Kolář, V., Němec, I., Kanický, V. : FEM Principy a praxe metody konečných prvků, Computer press, Praha, 1997
- /2/ Kanócz, A., Španiel, M.: Metoda konečných prvků v mechanice poddajných těles, Vydavatelství ČVUT, 1998
- /3/ Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Spoje a části spojovací, Vydavatelství ČVUT, 1997
- /4/ Hluchý, M., Kolouch, J., Paňák, R.: Strojírenská technologie 2 – Polotovary a jejich technologičnost, Scientia, Praha, 1999
- /5/ Leinveber, J., Švercl, J a kol.: Technické kreslení, Scientia, Praha, 1999
- /6/ Drastík, F. a kol.: Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu, Montanex a.s., Ostrava, 1999
- /7/ Podklady Benteler Maschinenbau CZ
- /8/ Algor manuals version 19.0
- /9/ Přednášky a cvičení z Nauky o kmitání

Příloha 1 – Vlastní tvary kmitů současného stavu otočných stolů BSC

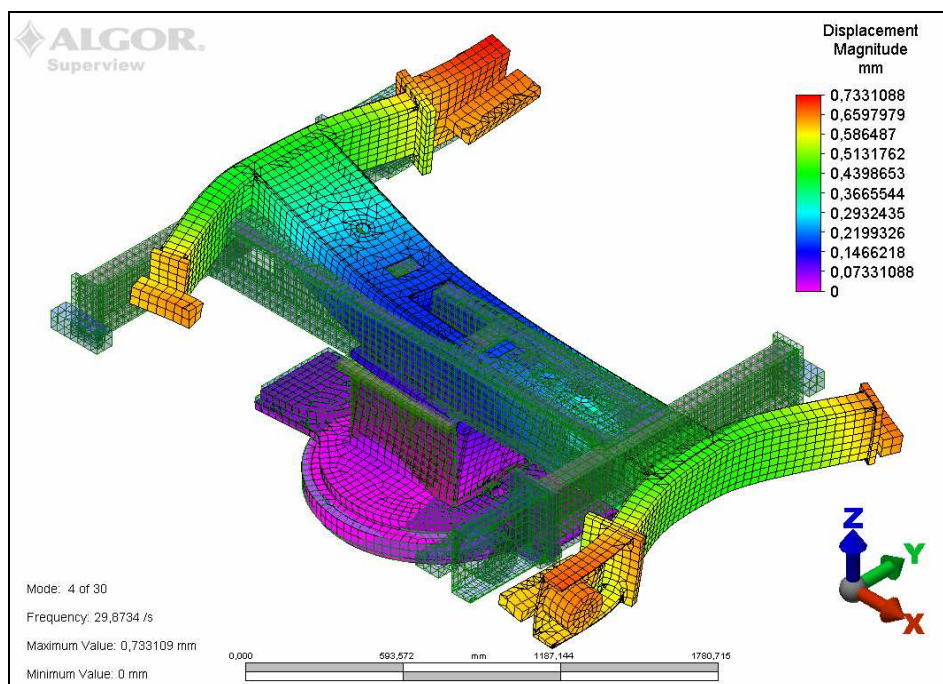
a) Otočný stůl BSC ve standardní variantě



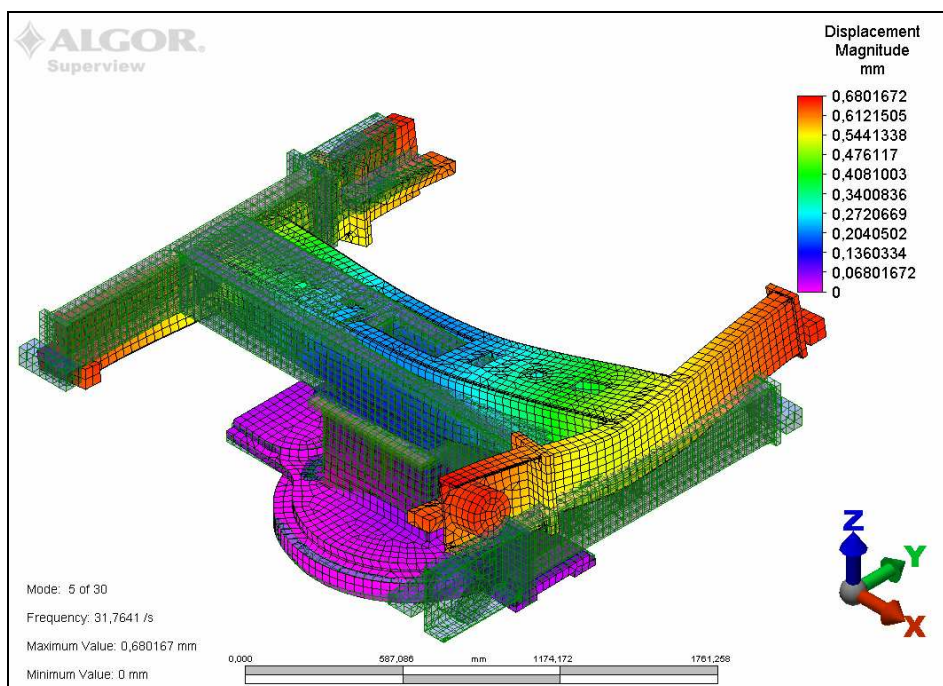
Obr. 1.1 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 21,0$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 1.2 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 24,6$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

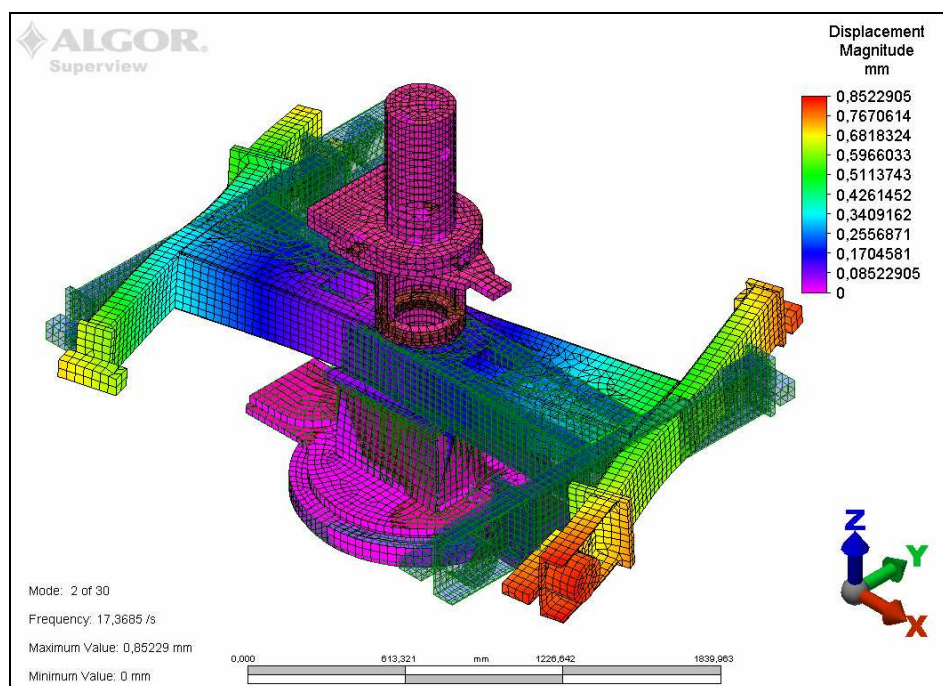


Obr. 1.3 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 29,9$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

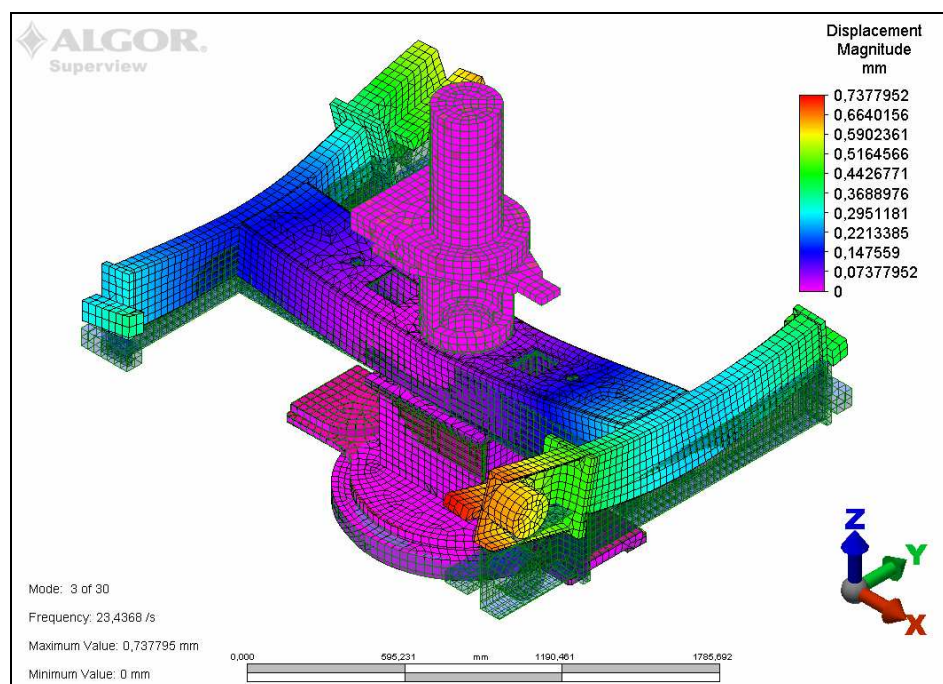


Obr. 1.4 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 31,8$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

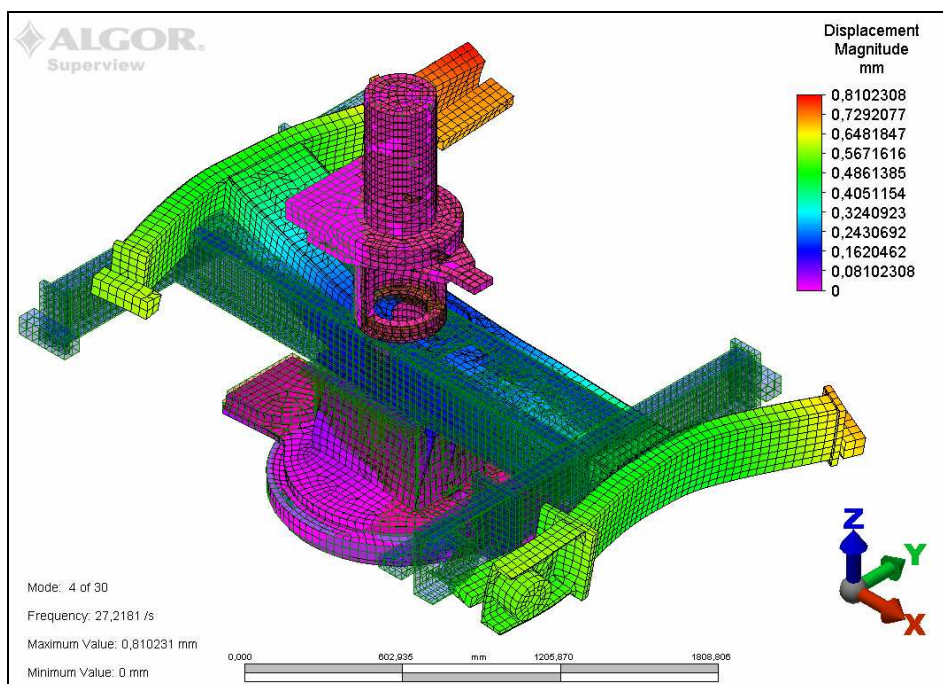
b) Otočný stůl BSC ve variantě s robotem uprostřed



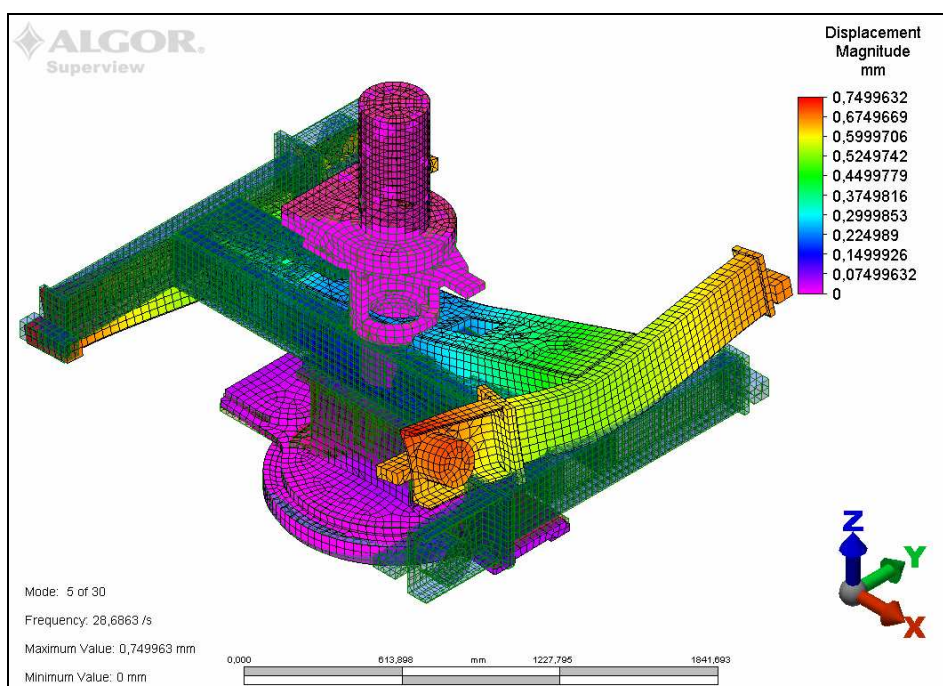
Obr. 1.5 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 17,4$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 1.6 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 23,4$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



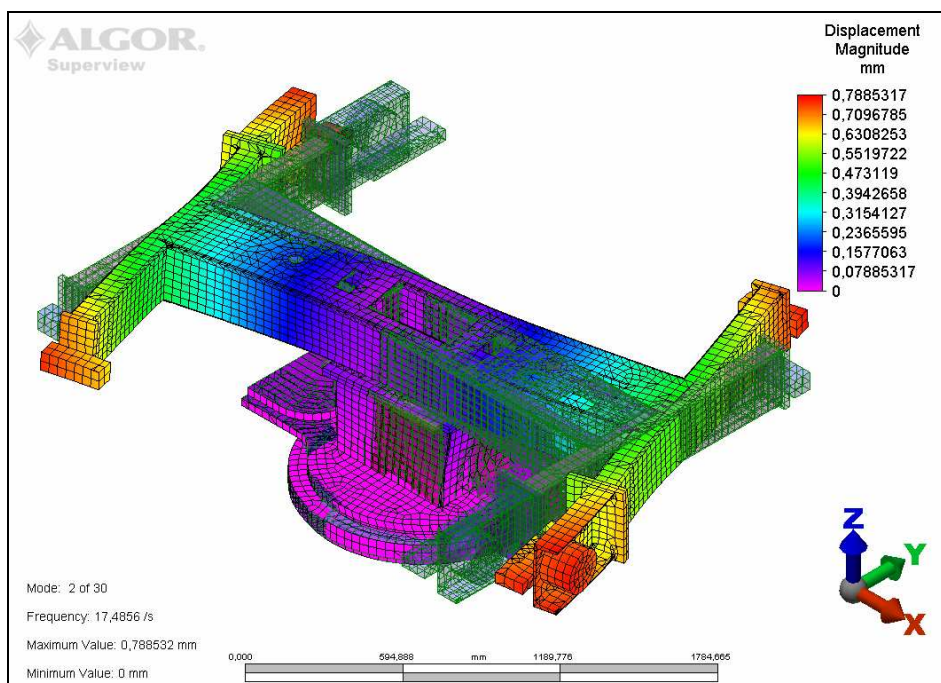
Obr. 1.7 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 27,2$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



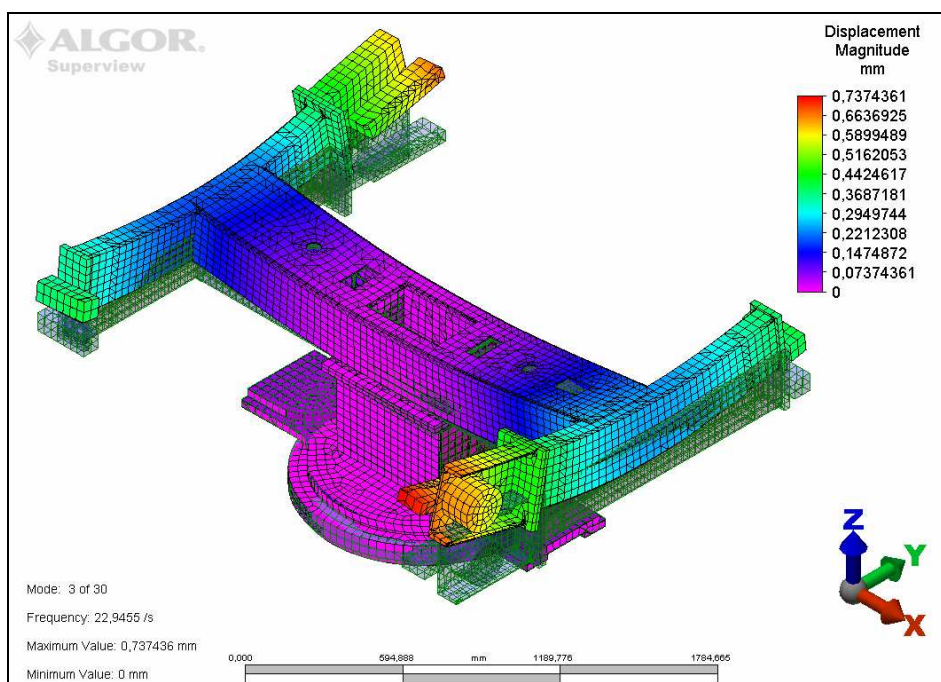
Obr. 1.8 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 28,7$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

Příloha 2 – Vlastní tvary kmitů navržených otočných stolů BSC

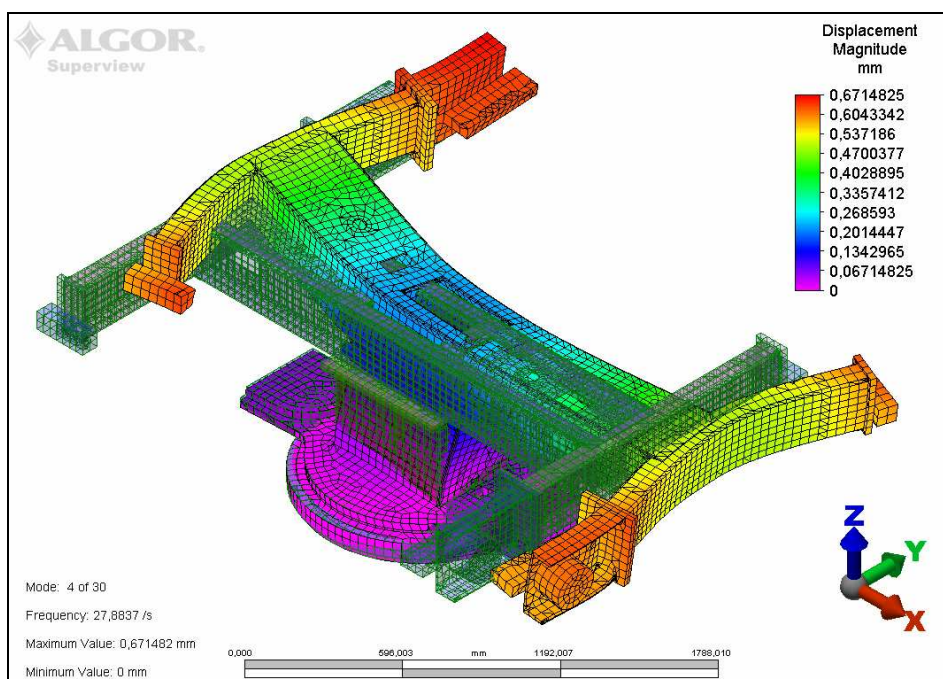
a) Otočný stůl BSC ve standardní variantě



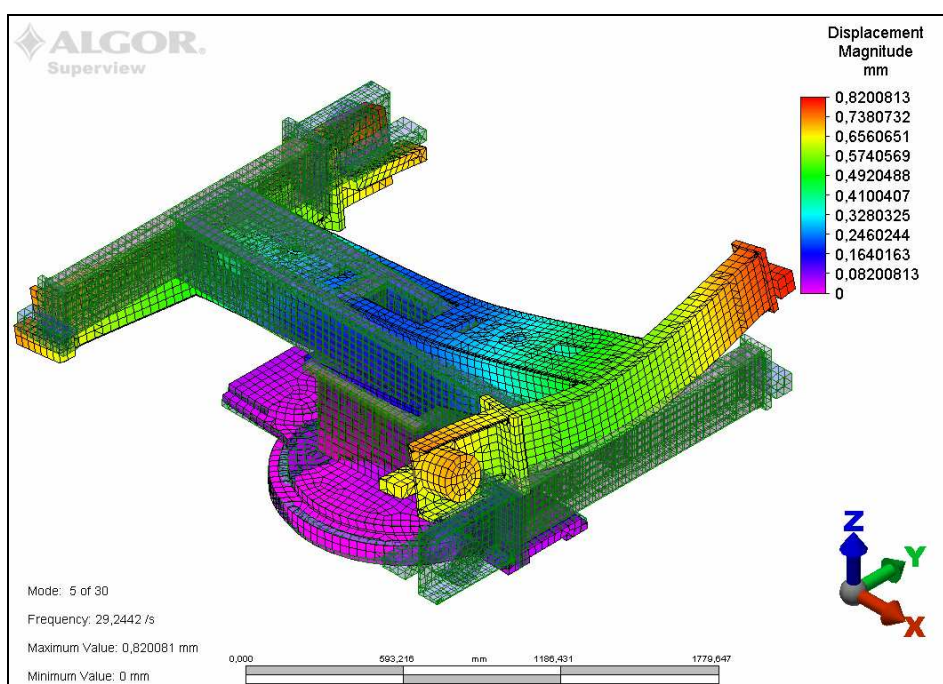
Obr. 2.1 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 17,5$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 2.2 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 22,9$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

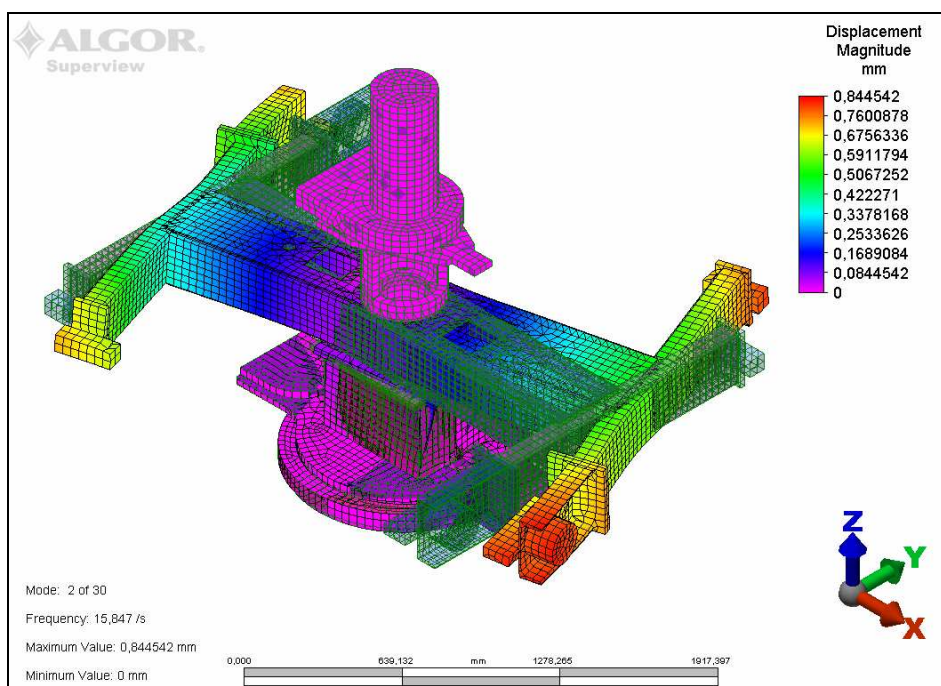


Obr. 2.3 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 27,9$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

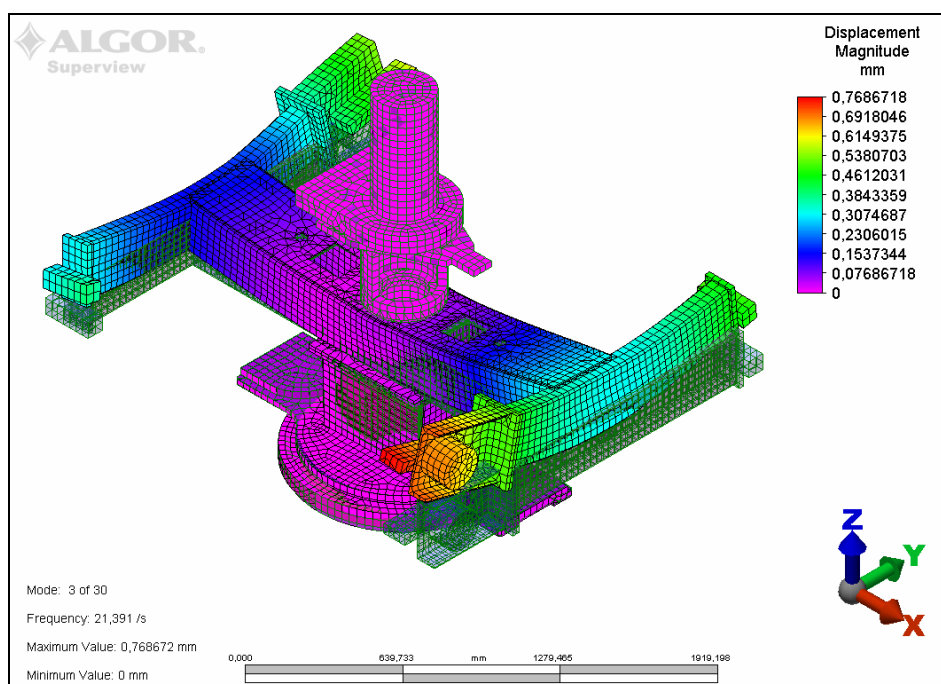


Obr. 2.4 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 29,2$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

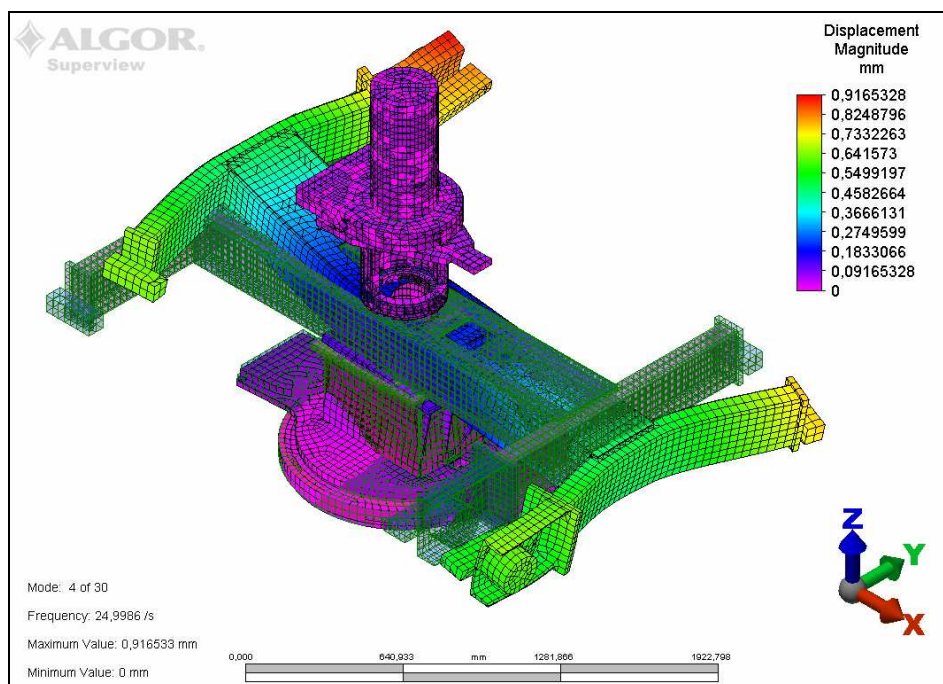
b) Otočný stůl BSC ve variantě s robotem uprostřed



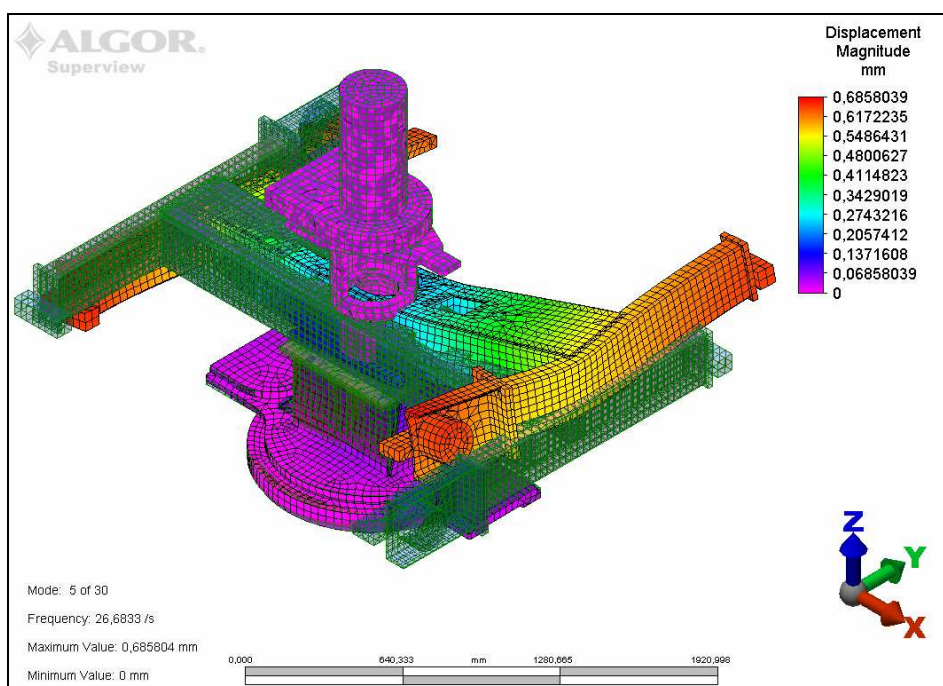
Obr. 2.5 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 15,8$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 2.6 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 21,4$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

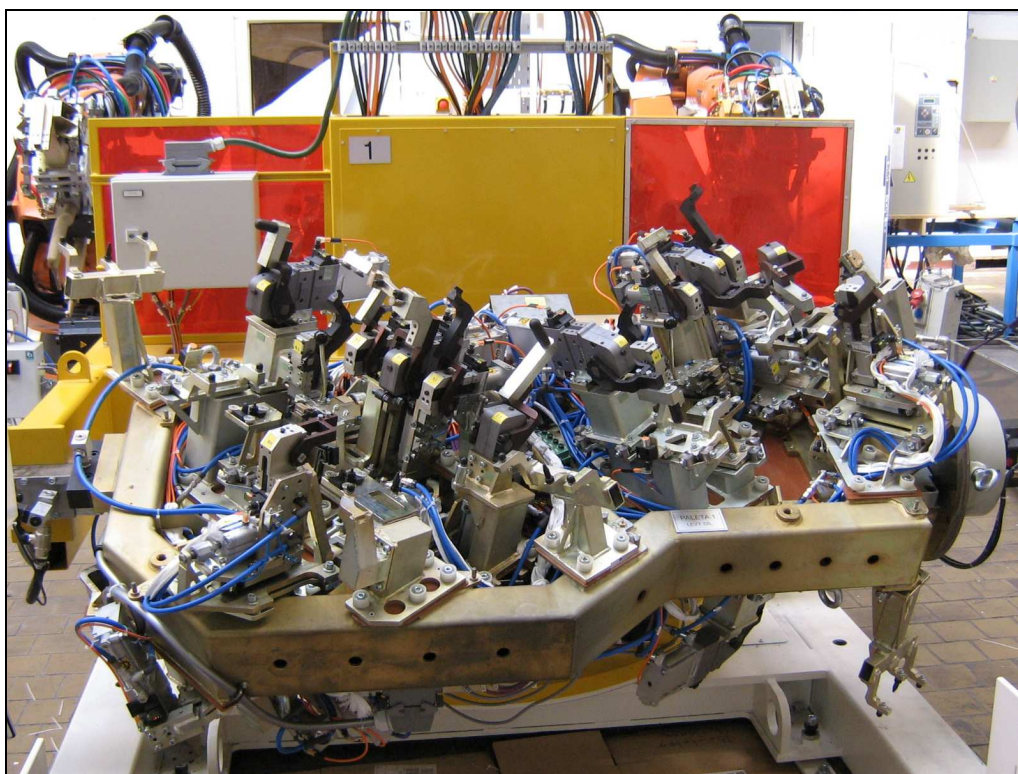


Obr. 2.7 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 25,0$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)



Obr. 2.8 Vlastní tvar kmitů pro vlastní frekvenci $\Omega = 26,7$ Hz,
zelenou sítí zobrazen původní tvar
(na obrázku skryty náhradní tělesa o hmotnosti svařovacích přípravků)

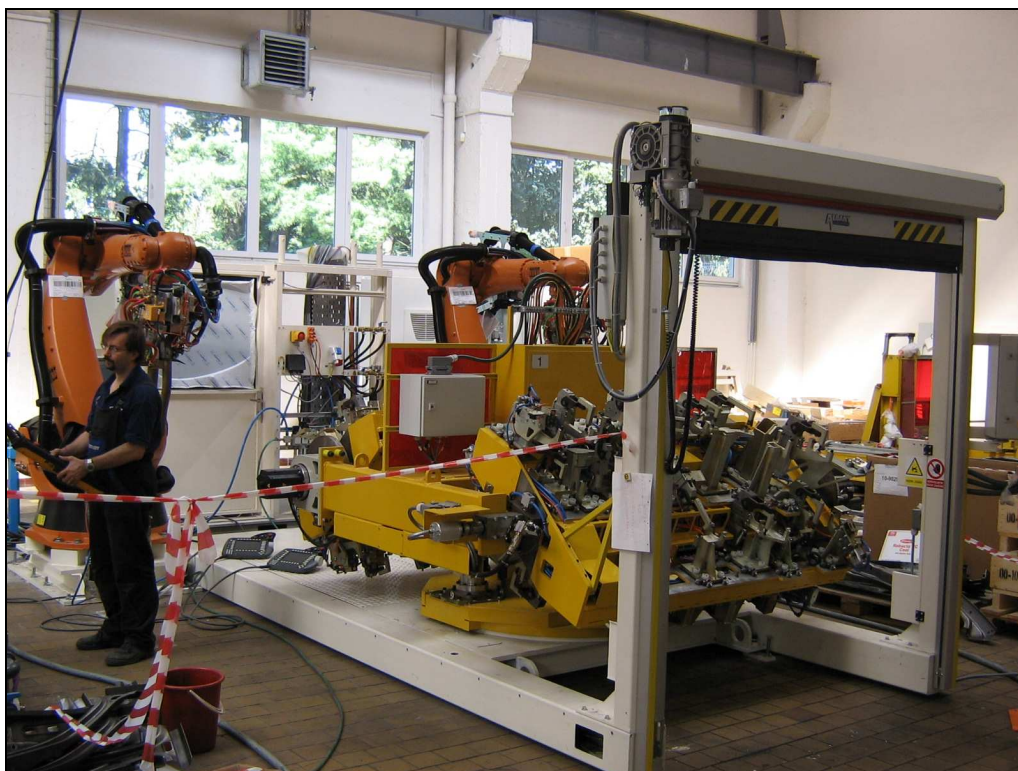
Příloha 3 – Fotografie ze současného stavu otočných stolů BSC



Obr. 3.1 Svařovací přípravek osazený na otočném stole BSC ve standardní variantě



Obr. 3.2 Montáž svařovacích cel BSC



Obr. 3.3 Montáž svařovací cely BSC s otočným stolem BSC
ve standardním provedení



Obr. 3.4 Montáž svařovací cely BSC s otočným stolem BSC
ve variantě s robotem uprostřed